



**TUGAS AKHIR - TM091486**

**PENINGKATAN KINERJA SISTEM TRANSMISI DAYA PADA  
*HYDRAULIC ELECTRO MECHANIC SHOCK ABSORBER*  
(HEMSA) GENERASI IV**

WEGIG WIJANA  
NRP. 2112 105 039

Dosen Pembimbing  
Dr. Eng Harus Laksana Guntur, ST., M. Eng

PROGAM SARJANA  
LABORATORIUM SISTEM DINAMIS DAN VIBRASI  
JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2015



**TUGAS AKHIR - TM091486**

**IMPROVEMENT THE PERFORMANCE OF POWER  
TRANSMISSION SYSTEM IN THE FOURTH GENERATION OF  
HYDRAULIC SHOCK ABSORBER (HEMSA)**

WEGIG WIJANA  
NRP. 2112 105 039

Dosen Pembimbing  
Dr. Eng Harus Laksana Guntur, ST., M. Eng

PROGAM SARJANA  
LABORATORIUM SISTEM DINAMIS DAN VIBRASI  
JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2015

**PENINGKATAN KINERJA SISTEM TRANSMISI  
DAYA PADA *HYDRAULIC ELECTRO MECHANIC  
SHOCK ABSORBER* (HEMSA) GENERASI KEEMPAT**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar  
Sarjana Teknik pada Bidang Studi Sistem Dinamis dan Vibrasi

Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri

Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Oleh :

**WEGIG WIJANA**

Nrp. 2112 105 039

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr.Eng Harus Laksana Guntur ST., M.Eng

(NIP. 197505111999031001)

(Pembimbing)

2. Dr. Wiwiek Hendrowati ST., MT

(NIP. 197004121997032003)

(Penguji I)

3. Ir. J. Lubi

(NIP. 195106031976031002)

(Penguji II)

4. Moch Solichin. ST., MT

(NIP. 2100201405003)

(Penguji III)

**SURABAYA  
JANUARI 2015**

# **PENINGKATAN KINERJA SISTEM TRANSMISI DAYA PADA *HYDRAULIC ELECTRO MECHANIC SHOCK* ABSORBER (HEMSA) GENERASI IV**

Nama : Wegig Wijana  
NRP : 2112105039  
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS  
Pembimbing : Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST, M. Eng.

## **ABSTRAK**

Pada saat ini kebutuhan energi dari *fossil fuel* cenderung mengalami peningkatan pada tiap tahunnya.. *Fossil fuel* merupakan energi yang tidak dapat diperbaharui, sedangkan kebutuhan terhadap bahan bakar tersebut masih cenderung meningkat, sehingga hal ini berpotensi menurunkan persediaan *fossil fuel* seiring bertambahnya waktu oleh karena itu diperlukaan sumber energi alternatif yang berguna untuk mengurangi konsumsi energi *fossil fuel*. Berbagai sumber energi alternatif telah banyak dikembangkan diantaranya adalah *Hydraulic Electro Mechanic Shock Absorber* (HEMSA)

Pada penelitian ini, tertuju pada peningkatan kinerja sistem transmisi daya *Hydraulic Electro Mechanic Shock Absorber* (HEMSA) generasi keempat dengan dua selang kompresi satu selang ekspansi untuk rasio silinder 30 mm : 40 mm dengan pembebanan akumulator akibat eksitasi impuls dan periodik pada tingkat variasi yang lebih kuantitatif. Pengukuran energi bangkitan dilakukan dengan menggunakan *quarter car suspension test rig*. Pengujian dialkukan dengan memasang *Hydraulic Electro Mechanic Shock Absorber* (HEMSA) ini pada alat tersebut yang kemudian akan diberikan massa uji yang merepresentasikan  $\frac{1}{4}$  dari kendaraan (*city car*).

Dari penelitian ini didapatkan nilai konstanta redaman HEMSA dua selang kompresi satu ekspansi tanpa pembebanan sebesar 595.035 Ns/m. Energi bangkitan HEMSA dua selang kompresi satu ekspansi, ketika frekuensi 1.3Hz yaitu sebesar 0.37

Watt, ketika frekuensi 1.5 Hz ialah 0.64 Watt, dan ketika frekuensi 1,7 Hz sebesar 2.14 Watt.

Kata kunci: Energi alternatif, *Hydraulic Electro Mechanic Shock Absorber* (HEMSA), pengujian kendaraan, suspensi.



# **IMPROVEMENT THE PERFORMANCE OF POWER TRANSMISSION SYSTEM IN THE FOURTH GENERATION OF HYDRAULIC SHOCK ABSORBER (HEMSA)**

Name : Wegig Wijana  
NRP : 2112105039  
Department : Teknik Mesin FTI – ITS  
Supervisor : Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST, M. Eng.

## **ABSTRACT**

*At this moment, the energy requirement of fossil fuel tend to increase in every year. Fossil fuel is non-renewable energy, meanwhile that requirement fuel is still grow up, thus based on this situation, it can reduce the allocation of fossil fuel and need the alternative energy sources that can be used for reduce consumption of fossil fuel energy. Many kind of the alternative energy sources are more developing likes Hydraulic Electro Mechanic Shock Absorber (HEMSA).*

*In this research, focused on improving the performance of the fourth generation of power transmission system Hydraulic Electro Mechanic Shock Absorber (HEMSA) that consist of two compression hose and one expansion hose for 30mm : 40mm ratio of cylinder with accumulator charging that is caused by impulse excitation and periodic on more quantitative level variation. Measurement of evocation energy is done by using quarter car suspension test rig. Testing is done by installing this Hydraulic Electro Mechanic Shock Absorber (HEMSA) on that instrument and then it will be given the trial period that represent  $\frac{1}{4}$  of car (city car).*

*From this research, it has been gotten the damping constant value of HEMSA that consist of two compression hose and one expansion hose without imposition of 595.035 Ns/m. The evocation energy of HEMSA that consist of two compression hose to expansion is happen when. on the frequency of 1.3Hz is 0,37 Watt, on the frequency of 1.5Hz is 0.64 Watt, and on the frequency of 1,7Hz is 2.14 Watt.*

**Keywords :** *Alternative Energy, Hydraulic Electro Mechanic Shock Absorber (HEMSA), the trial period of car, suspension*

## KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat-Nya sehingga penyusunan laporan tugas akhir dengan judul **“PENINGKATAN KINERJA SISTEM TRANSMISI DAYA PADA *HYDRAULIC ELECTRO MECHANIC SHOCK ABSORBER* (HEMSA) GENERASI IV“** ini dapat diselesaikan dengan baik.

Tugas akhir ini merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS untuk bisa dinyatakan lulus. Dalam rangka tersebut maka disusunlah tugas akhir ini. Selain itu, tugas akhir ini juga merupakan suatu bukti yang dapat diberikan kepada almamater dan masyarakat untuk kehidupan sehari-hari.

Banyak pihak yang telah membantu sampai selesainya tugas akhir ini. Oleh karena itu pada kesempatan ini disampaikan terima kasih kepada :

1. Ibunda tercinta Dra. Wiwik Atilah serta Ayahanda tercinta Drs. Arjono yang senantiasa memberikan semangat serta dukungan moril bagi penulis untuk berusaha menuntut ilmu semoga Allah SWT selalu memberikan rahmat serta hidayat-Nya
2. Bapak Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng. selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan saran, motivasi, dan ilmu yang bermanfaat. Terima kasih atas kesabarannya selama membimbing penulis.
3. Bapak Ir. J. Lubi, Bapak Moch. Solichin, ST., MT., dan Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT. selaku dosen penguji sidang tugas akhir, terima kasih atas saran yang telah diberikan.



4. Bapak Ir. Bambang Pramujati, MSc. Eng. PhD selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin yang telah memberikan motivasi dan dukungan kepada penulis untuk segera menyelesaikan studinya.
5. Bapak dan Ibu dosen serta seluruh karyawan Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS yang telah banyak membantu selama perkuliahan.
6. Seluruh rekan-rekan seperjuangan Lintas Jalur angkatan 2012 Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
7. Suci Ardianingtyas yang selalu memberikan semangat dan menjadi motivasi penulis selama penyusunan tugas akhir.
8. Mbak Anggi, Mas Anis serta Adek Hilmi yang senantiasa memberikan semangat yang luar biasa
9. Teman – teman Lab. Sistem Dinamis dan Vibrasi terima kasih atas doa dan dukungannya
10. Dan semua pihak yang telah mendukung dan tidak bisa penulis sebutkan satu persatu.

Kekurangan dan ketidaksempurnaan tentu masih ada namun bukan sesuatu yang disengaja, hal tersebut semata-mata disebabkan karena ketidak sengajaan. Oleh karena itu kritik dan saran yang membangun sangat diharapkan demi kesempurnaan tugas akhir ini.

Akhir kata, semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi penulis dan pembaca. Terima kasih.

Surabaya, 30 Januari 2015

Penulis

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL</b>	
<b>HALAMAN PENGESAHAN</b>	
<b>ABSTRAK</b>	i
<b>ABSTRACT</b>	iii
<b>KATA PENGANTAR</b>	v
<b>DAFTAR ISI</b>	vii
<b>DAFTAR GAMBAR</b>	xi
<b>DAFTAR TABEL</b>	xv
<b>BAB I PENDAHULUAN</b>	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Tujuan Penelitian	3
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Manfaat Penelitian	4
1.6 Sistematika Penulisan	4
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA</b>	7
2.1 Tinjauan terdahulu	7
2.2 Mekanika Getaran	15
2.2.1 Pengertian Getaran	15
2.2.2 Getaran Bebas	15
2.2.3 Getaran Paksa	16
2.2.4 Getaran Harmonik	16
2.2.5 Derajat Kebebasan (Degree of freedom)	18
2.2.5.1 Logarithmic Decrement	19
2.2.6 Konstanta Redaman	21
2.3 Pengaruh Percepatan Kendaraan Terhadap Manusia	22
2.4 Hukum Pascal	23
2.5 Dasar Perhitungan HEMSA	23
2.6 Generator	26

2.7	Distribusi Konstanta Redaman HEMSA .....	29
<b>BAB III</b>	<b>METODOLOGI PENELITIAN</b> .....	35
3.1	Diagram Alir Penelitian Tugas Akhir .....	35
3.1.1	Studi Literatur dan Survei Alat Uji.....	36
3.1.2	Perbaikan Sistem Transmisi Daya .....	36
3.1.3	Pengujian Nilai Koefisien Redaman HEMSA .....	37
3.1.4	Pengujian Konstanta Pegas.....	48
3.1.5	Pengujian HEMSA dengan Beban Impulsif dan Periodik.....	50
3.2	Peralatan yang digunakan .....	56
3.2.1	Hydraulic Electro Mechanic Shock Absorber (HEMSA).....	56
3.2.2	<i>Suspension test rig</i> .....	58
3.2.3	Oscilloscope.....	58
3.2.4	Accumulator .....	59
3.2.5	Jangka Sorong.....	60
3.2.6	Stopwatch .....	60
3.2.7	Akselerometer.....	61
3.2.8	Multimeter .....	61
3.2.9	<i>Permanent Magnet Generator</i> PMG-100 .....	61
3.3	Pengolahan Data .....	64
<b>BAB IV</b>	<b>ANALISA dan PEMBAHASAN</b> .....	65
4.1	Perhitungan Transmisi .....	65
4.1.1	Menghitung Gaya Tangensial.....	65
4.1.2	Roda Gigi.....	68
4.1.3	Poros .....	75
4.1.4	<i>Belt dan Pulley</i> .....	86
4.1.5	<i>Bearing</i> .....	87
4.2	Penentuan Konstanta Redaman Tanpa Beban.....	88
4.2.1	Konstanta <i>Viscous</i> dan <i>Friction Damping</i> ....	89

4.2.2	Distribusi Konstanta Redaman HEMSA .....	91
4.3	Penentuan Konstanta Redaman HEMSA dengan Pembebanan Aki .....	92
4.3.1	Konstanta Redaman HEMSA saat Aki 0% ..	93
4.3.2	Konstanta Redaman HEMSA saat Aki 50%	95
4.3.3	Konstanta Redaman HEMSA saat Aki 100% .....	97
4.3.4	Distribusi Konstanta Redaman HEMSA .....	99
4.4	Pengujian Karakteristik HEMSA untuk Eksitasi Impuls dan Periodik pada Pembebanan Aki .....	102
4.4.1	Eksitasi Impuls .....	103
4.4.2	Eksitasi Periodik .....	104
4.6	Performa HEMSA .....	112
4.6.1	Effisiensi .....	112
4.6.2	Transmisibility HEMSA .....	114
<b>BAB V PENUTUP .....</b>		<b>118</b>
5.1	Kesimpulan .....	118
5.2	Saran .....	119
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>		<b>122</b>





## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Distribusi Konstanta Redaman HEMSA .....	29
Tabel 2.2	Perbandingan Konstruksi HEMSA baru dan HEMSA lama .....	32
Tabel 3.1	Konstanta Redaman <i>Viscous Damping (compression)</i> .....	39
Tabel 3.2	Konstanta Redaman <i>Viscous Damping (rebound)</i> .....	40
Tabel 3.3	Spesifikasi HEMSA.....	57
Tabel 3.4	Spesifikasi <i>Permanent Magnet Generator</i> .....	63
Tabel 4.1	Spesifikasi Roda Gigi .....	68
Tabel 4.2	Uji Friction Damping ( <i>compression</i> ).....	89
Tabel 4.3	Uji Friction Damping ( <i>rebound</i> ).....	90
Tabel 4.4	Distribusi Konstanta HEMSA .....	91
Tabel 4.5	Uji Friction Kontanta Damping dengan Pembebanan Aki 0% ( <i>compression</i> ).....	93
Tabel 4.6	Uji Friction Kontanta Damping dengan Pembebanan Aki 0% ( <i>rebound</i> ).....	94
Tabel 4.7	Uji Friction Kontanta Damping dengan Pembebanan Aki 50% ( <i>compression</i> ).....	95
Tabel 4.8	Uji Friction Kontanta Damping dengan Pembebanan Aki 50% ( <i>rebound</i> ).....	96
Tabel 4.9	Uji Friction Kontanta Damping dengan Pembebanan Aki 100% ( <i>compression</i> ).....	97
Tabel 4.10	Uji Friction Kontanta Damping dengan Pembebanan Aki 100% ( <i>rebound</i> ).....	98
Tabel 4.11	Distribusi Konstanta Redaman HEMSA saat Aki 0%.....	99
Tabel 4.12	Distribusi Konstanta Redaman HEMSA saat Aki 50%.....	99
Tabel 4.13	Distribusi Konstanta Redaman HEMSA saat Aki 100%.....	100

Tabel 4.14	Perbandingan Nilai Damping HEMSA Baru dan Lama .....	101
Tabel 4.15	Energi Bangkitan HEMSA .....	109
Tabel 4.16	Perbandingan Energi Bangkitan HEMSA .....	110
Tabel 4.17	Perbandingan Konstruksi, <i>Damping</i> dan Energi Bangkitan HEMSA .....	111
Tabel 4.18	Effisiensi HEMSA Saat Beban Aki 0%.....	112
Tabel 4.19	Effisiensi HEMSA Saat Beban Aki 50%.....	112
Tabel 4.20	Effisiensi HEMSA Saat Beban Aki 100%.....	113
Tabel 4.21	Transmisibility HEMSA Saat Beban Aki 0%..	115
Tabel 4.22	Transmisibility HEMSA Saat Beban Aki 50%	115
Tabel 4.23	Transmisibility HEMSA Saat Beban Aki 100%.....	115

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	PGSA oleh Ronald B. Goldner	7
Gambar 2.2	<i>Regenerative shock absorber hydraulic</i> oleh MIT	8
Gambar 2.3	<i>Linier elektromagnetik absorber</i> oleh Lei Zuo	8
Gambar 2.4	<i>Rotational absorber</i> oleh Lei Zuo	9
Gambar 2.5	<i>Active elektromagnetik suspension system</i> oleh Bart L. J. Gysen	10
Gambar 2.6	Desain <i>regenerative shock absorber</i> oleh Harus L. G.	11
Gambar 2.7	Hydraulic electromagnetic shock absorber oleh Zhigang Fang	12
Gambar 2.8	Desain <i>hydraulic regenerative shock absorber</i> oleh Eko Jayadilaga	12
Gambar 2.9	Model RSA jenis <i>hydraulic mechanic electromagnetic</i> oleh Deanandya	13
Gambar 2.10	<i>Hydraulic electro magnetic shock absorber</i> oleh M. Choifin	14
Gambar 2.11	Eksitasi pada landasan	16
Gambar 2.12	<i>Free body</i> diagram eksitasi pada base	17
Gambar 2.13	<i>Force transmissibility vs frequency ratio</i>	18
Gambar 2.14	<i>Single degree of freedom</i> dengan <i>viscous damper</i>	19
Gambar 2.15	Sistem 1 DOF pada <i>shock absorber</i> sepeda motor dengan peredam dan analisa sistem eksperimennya	20
Gambar 2.16	(a) Grafik pengaruh gaya redaman terhadap perpindahan (b) Grafik pengaruh gaya redaman terhadap kecepatan	22
Gambar 2.17	Grafik kriteria kenyamanan berkendara <i>standart</i> ISO 263	22
Gambar 2.18	Skematik <i>hydraulic electro mechanic shock absorber</i>	23
Gambar 2.19	Skema mekanisme <i>hydraulic</i> pada HEMSA	24
Gambar 2.20	Prinsip kerja alternator	27
Gambar 2.21	Metode penyearahan alternator 3 fase	28
Gambar 2.22	Distribusi konstanta redaman HEMSA	30



Gambar 2.23	Konstruksi HEMSA	31
Gambar 2.24	Momen inersia pada beberapa bentuk benda	34
Gambar 3.1	<i>Flowchart</i> penelitian	35
Gambar 3.2	<i>Flowchart</i> perbaikan sistem transmisi daya	37
Gambar 3.3	Skema pengujian statis	38
Gambar 3.4	Grafik gaya redaman fungsi kecepatan <i>viscous damping</i>	41
Gambar 3.5	Skematik penentuan nilai redaman <i>viscous</i> dan <i>friction</i>	42
Gambar 3.6	<i>Flowchart</i> penentuan nilai redaman <i>viscous</i> dan <i>friction</i>	43
Gambar 3.7	Skematik penentuan nilai redaman <i>viscous</i> , <i>friction</i> , dan <i>electric</i> tanpa beban	44
Gambar 3.8	<i>Flowchart</i> penentuan nilai redaman <i>viscous</i> , <i>friction</i> , dan <i>electric</i> tanpa beban	45
Gambar 3.9	Skematik penentuan nilai redaman <i>viscous</i> , <i>friction</i> , dan <i>electric</i> dengan beban aki	46
Gambar 3.10	<i>Flowchart</i> penentuan nilai redaman <i>viscous</i> , <i>friction</i> , dan <i>electric</i> dengan beban aki	48
Gambar 3.11	Skema konstanta pegas	49
Gambar 3.12	<i>Flowchart</i> pengujian konstanta pegas	49
Gambar 3.13	Eksitasi impuls	50
Gambar 3.14	<i>Flowchart</i> untuk pengujian impuls dengan pembebanan aki	52
Gambar 3.15	Skematik pengujian impuls	53
Gambar 3.16	Eksitasi periodik	53
Gambar 3.17	<i>Flowchart</i> untuk pengujian impuls dengan pembebanan aki	55
Gambar 3.18	Skematik pengujian periodik	56
Gambar 3.19	HEMSA	57
Gambar 3.20	<i>Suspension test rig</i>	58
Gambar 3.21	<i>Osilloscope</i>	58
Gambar 3.22	Aki	59
Gambar 3.23	Akselerometer	61

Gambar 3.24	<i>Permanent magnet generator</i> model PMG-100	62
Gambar 3.25	Grafik rpm vs power dari PMG-100	63
Gambar 3.26	Grafik rpm vs volt dari PMG-100	64
Gambar 4.1	<i>Base excitation</i>	65
Gambar 4.2	Gaya-gaya yang bekerja pada poros 1	75
Gambar 4.3	Diagram <i>load, shear</i> dan <i>moment</i> pada poros 1 yang bekerja pada arah sumbu y	77
Gambar 4.4	Diagram <i>load, shear</i> dan <i>moment</i> pada poros 1 yang bekerja pada arah sumbu x	79
Gambar 4.5	Gaya-gaya yang bekerja pada poros 2	81
Gambar 4.6	Diagram <i>load, shear</i> dan <i>moment</i> pada poros 2 yang bekerja pada arah sumbu y	83
Gambar 4.7	Diagram <i>load, shear</i> dan <i>moment</i> pada poros 2 yang bekerja pada arah sumbu x	85
Gambar 4.8	Pasangan <i>pulley</i> 1 dan 2	86
Gambar 4.9	(a). Pengujian kompresi (b). Pengujian ekspansi	88
Gambar 4.10	Grafik redaman <i>viscous</i> dan <i>friction</i> fungsi kecepatan <i>suspension test rig</i>	90
Gambar 4.11	Diagram batang distribusi konstanta redaman komponen HEMSA	92
Gambar 4.12	Grafik redaman HEMSA saat beban aki 0%	94
Gambar 4.13	Grafik redaman HEMSA saat beban aki 50%	96
Gambar 4.14	Grafik redaman HEMSA saat beban aki 100%	98
Gambar 4.15	Diagram batang nilai konstanta redaman HEMSA dengan variasi pembebanan aki	100
Gambar 4.16	Pengujian karakteristik suspense HEMSA	102
Gambar 4.17	Grafik respon <i>sprung mass</i> pengujian impuls	103
Gambar 4.18	Grafik respon <i>unsprung mass</i> pengujian impuls	104
Gambar 4.19	Grafik respon <i>sprung mass</i> pengujian periodik frekuensi 1,3 Hz	105
Gambar 4.20	Grafik respon <i>unsprung mass</i> pengujian periodik frekuensi 1,3 Hz	105
Gambar 4.21	Grafik respon <i>sprung mass</i> pengujian periodik frekuensi 1,5 Hz	106

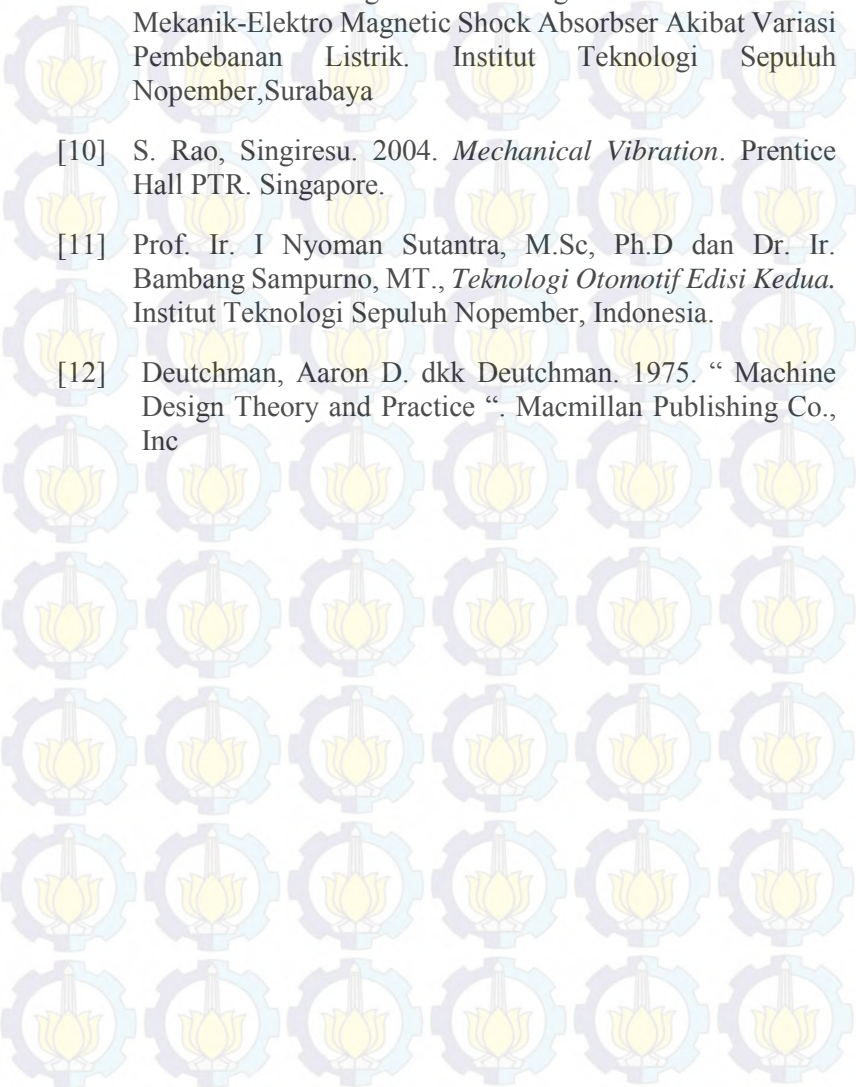
Gambar 4.22	Grafik respon <i>unsprung mass</i> pengujian periodik frekuensi 1,5 Hz	106
Gambar 4.23	Grafik respon <i>sprung mass</i> pengujian periodik frekuensi 1,7 Hz	107
Gambar 4.24	Grafik respon <i>unsprung mass</i> pengujian periodik frekuensi 1,7 Hz	108
Gambar 4.25	Grafik hasil pengujian voltase HEMSA	109
Gambar 4.26	Diagram batang energy bangkitan HEMSA	110
Gambar 4.27	Grafik efisiensi HEMSA	114
Gambar 4.28	Grafik <i>force transmisibilty vs ratio frekuensi</i>	116



## DAFTAR PUSTAKA

- [1] <http://www.patentgenius.com/patent/5369974.html>. Suspension Tester and Method.
- [2] Anderson, Zack. “energy-harvesting shock absorbers”. *Massachusetts Institute of Technology*, [online], (<http://web.mit.edu/newsoffice/2009/shock-absorbers-0209.html>), diakses tanggal 05/04/2014
- [3] Zuo, Lei dkk. 2010. *Design And Characterization Of An Electromagnetic Energy Harvester For Vehicle Suspension*. *New York State University, USA. tennessee chattanooga*, [online], (<http://www.utc.edu/college-engineering-computer-science/research-centers/cete/hybrid.php>), diakses tanggal 05/04/2014)
- [4] Bart L.J. Gysen dkk. 2010. *Active Electromagnetic Suspension System for Improved Vehicle Dynamics*, Eindhoven University of Technology, Netherlands.
- [5] Laksana Guntur, Harus. 2013. *Development and Analysis of a Regenerative Shock Absorber for Vehicle Suspension*. *JSME Journal of System Design and Dynamics*.
- [6] Zhigang Fang, dkk. 2013. *Experimental Study of Damping and Energy Regeneration Characteristics of a Hydraulic Electromagnetic Shock Absorber*. *Wuhan University of Technology, China*
- [7] Laksana Guntur, Harus dan Eko Jayadilaga, Muchamad 2014. *Hydraulic Regenerative Shock Absorber*
- [8] Deanandya, 2014. *Pemodelan Dan Analisis Respon Dinamis Regenerative Shock Absorber (RSA) Hidraulik Mekanis Elektromagnetik*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya



- 
- [9] Choifin, Mochamad, 2014. Studi Eksperimen Karakteristik Getaran dan Energi Listrik Bangkitan dari Hidraulik-Mekanik-Elektro Magnetic Shock Absorbser Akibat Variasi Pembebanan Listrik. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya
- [10] S. Rao, Singiresu. 2004. *Mechanical Vibration*. Prentice Hall PTR. Singapore.
- [11] Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc, Ph.D dan Dr. Ir. Bambang Sampurno, MT., *Teknologi Otomotif Edisi Kedua*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Indonesia.
- [12] Deutchman, Aaron D. dkk Deutchman. 1975. “ Machine Design Theory and Practice “. Macmillan Publishing Co., Inc

## RIWAYAT HIDUP



Wegig Wijana dilahirkan di Kediri, 26 Desember 1989. Merupakan putra kedua dari tiga bersaudara pasangan Drs. Arjono dan Dra. Wiwik Atilah

Memulai pendidikan dasar di SD N Manisrenggo, Kediri dan lulus pada tahun 2002, kemudian melanjutkan studi ke SMP N 1 Kediri dan lulus pada tahun 2005. Kemudian kembali melanjutkan studi ke SMA N 4 Kediri dan lulus pada tahun 2008. Setelah masa studi SMA selesai, penulis melanjutkan studinya pada Program Studi D3 Politeknik Negeri Malang mengambil jurusan Teknik Mesin dan lulus pada tahun 2011, setelah menyelesaikan jenjang pendidikan diploma penulis bekerja di PT. Syngenta Seed Indonesia. Pada tahun 2012 penulis kembali melanjutkan studi sarjana S1 di Teknik Mesin ITS, kemudian fokus pada bidang studi Desain. Keinginan untuk selalu belajar dan mengamalkan ilmu yang didapat selama kuliah mendorong penulis untuk mengambil Tugas Akhir dengan judul “ Peningkatan Kinerja Sistem Transmisi Daya Pada *Hydraulic Electro Mechanic Shock Absorber* (HEMSA) Generasi IV ”. Penulis memiliki harapan agar ilmu yang telah didapatkan dapat berguna untuk agama dan negara. Penulis dapat dihubungi melalui email dibawah ini : [wegig.wijana@gmail.com](mailto:wegig.wijana@gmail.com)

# BAB I PENDAHULUAN

## 1.1 Latar Belakang

Perkembangan industri otomotif di Indonesia saat ini meningkat dengan pesat. Pertumbuhan jumlah kendaraan bermotor berbanding terbalik dengan ketersediaan bahan bakar fosil, dimana jumlah kendaraan bermotor semakin banyak sedangkan ketersediaan bahan bakar fosil semakin menurun. Menurut *Center for Energy, Transportation and the Environment (CETE)*, yaitu sebuah program penelitian yang diterapkan oleh University of Tennessee Chattanooga, untuk mengembangkan dan menyebarkan teknologi maju yang memanfaatkan sumber yang bersih dan aman energi, menyatakan bahwa kendaraan bermotor hanya efektif menggunakan 16% tenaga bahan bakar dari hasil pembakaran yang digunakan. Sisanya sebesar 62% menjadi *engine losses* sebagai panas dan getaran, 11% *engine idling*, 6% *transmission losses*, serta 2% dari penambahan aksesoris seperti *Air Conditioner (AC)*, wiper, dll<sup>[1]</sup>. Sehingga, tuntutan untuk membuat kendaraan bermotor yang hemat energi dan ramah lingkungan merupakan tantangan dan kewajiban. Salah satu solusi untuk memenuhi tuntutan tersebut ialah dengan mencari, membuat, dan mengembangkan sumber energi alternatif.

Berbagai energi alternatif telah dikembangkan diantara sumber energi alternatif yang dikembangkan dalam kendaraan adalah VEH (*Vibration Energy Harvesting*) yaitu alat pemanen energi yang memanfaatkan getaran kendaraan pada sistem suspensi. Salah satu alat yang dibuat yaitu *Regenerative Shock Absorber (RSA)*, yang memanfaatkan gerak relatif antara sistem suspensi dengan bodi kendaraan untuk menghasilkan energi listrik. Telah banyak dikembangkan penelitian RSA, baik oleh ilmuwan maupun instansi pendidikan. Berdasarkan penelitian terdahulu, di



ITS telah dikembangkan VEH (*Vibration Energy Harvesting*). Pada penelitian ini, alat ini memanfaatkan gerak translasi pada sistem suspensi berupa *cylinder hydraulic*, yang akan mendistribusikan aliran fluida ke *cylinder hydraulic* lainnya sebagai aktuator. Gerak translasi aktuator akan dikonversi menjadi gerak rotasi dengan menggunakan mekanisme *rack and pinion gear*, kemudian gerak rotasi diteruskan oleh *gearbox* yang di dalamnya terdapat *bevel gear* dan menggunakan *one-way bearing* untuk membuat putaran yang searah, kemudian dihubungkan ke generator sehingga menghasilkan energi listrik berupa tegangan. Kelebihan alat ini dibandingkan alat dari penelitian sebelumnya yaitu, besar amplitudo. Amplitudo diperbesar dengan membedakan diameter pada kedua aktuator. Selain itu di ITS juga melakukan pengembangan mekanisme dan desain *Regenerative Shock Absorber* yang dianalisa karakteristik redaman dan besar energi bangkitannya dengan pengujian eksitasi impulsif dan eksitasi periodik, yang dinamakan *Hydraulic Electro Mechanic Shock Absorber* (HEMSA).

Dari uraian di atas, maka penelitian ini bertujuan pada perbaikan sistem transmisi daya *Hydraulic Electro Mechanic Shock Absorber* (HEMSA) generasi keempat dengan dua selang kompresi satu selang ekspansi untuk rasio silinder 30 mm : 40 mm dengan pembebanan akumulator. Dalam penelitian ini akan dianalisa karakteristik redaman *Hydraulic Electro Mechanic Shock Absorber* (HEMSA) dan peningkatan besar energi yang dibangkitkan *Hydraulic Electro Mechanic Shock Absorber* (HEMSA) dibandingkan penelitian terdahulu, dengan pengujian eksitasi impulsif dan eksitasi periodik. Harapan dari penelitian ini adalah membuat sumber energi listrik di masa mendatang pada kendaraan bermotor dan mampu sebagai *shock absorber*

## **1.2 Rumusan Masalah**

Dalam penelitian ini dibahas beberapa pokok permasalahan, antara lain:



1. Bagaimana meningkatkan performa sistem transmisi daya *Hydraulic Electro Mechanic Shock Absorber* (HEMSA) dua selang kompresi satu selang ekspansi untuk rasio *cylinder hydraulic* 30mm : 40mm dengan pembebanan akumulator?
2. Bagaimana karakteristik dinamis *Hydraulic Electro Mechanic Shock Absorber* (HEMSA) dua selang kompresi satu selang ekspansi rasio *cylinder hydraulic* 30mm : 40mm dengan pembebanan akumulator setelah mengalami perbaikan sistem transmisi daya?

### 1.3 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari penyusunan tugas akhir ini adalah:

1. Memperbaiki sistem transmisi daya untuk memperkecil *friction damping* pada *Hydraulic Electro Mechanic Shock Absorber* (HEMSA) dua selang kompresi satu selang ekspansi rasio *cylinder hydraulic* 30mm : 40mm dengan pembebanan akumulator.
2. Menguji dan menganalisa *Hydraulic Electro Mechanic Shock Absorber* (HEMSA) dua selang kompresi satu selang ekspansi rasio *cylinder hydraulic* 30mm : 40mm dengan pembebanan akumulator.

### 1.4 Batasan Masalah

Untuk mempermudah pengerjaan dalam penelitian ini, maka penulis memerlukan batasan-batasan masalah yang akan dibahas, antara lain:

1. Model pengujian yang digunakan hanya  $\frac{1}{4}$  dari kendaraan.
2. Eksitasi yang digunakan adalah alat uji suspensi, yaitu *suspension test rig*.
3. Generator yang digunakan adalah generator PMG 100 – low RPM.
4. Pengujian ini hanya menggunakan 1 derajat kebebasan (DOF).

5. Disturbance dan noise yang terjadi pada pengukuran diabaikan.
6. Pressure drop dan gesekan pada bantalan luncur diabaikan.

### **1.5 Manfaat Penelitian**

Adapun manfaat penelitian ini antara lain:

1. Mampu memahami dan mengetahui tentang konsep perancangan dan pengembangan produk.
2. Memberikan kontribusi dalam pengembangan teknologi konsep kendaraan masa depan.
3. Memberikan manfaat ekonomis dalam upaya pemenuhan energi nasional.
4. Mampu memberikan kontribusi sebagai energi alternatif di Indonesia agar dapat menghemat bahan bakar fosil.
5. Terciptanya sebuah teknologi baru dalam penerapan sistem konversi energi otomotif yang digunakan untuk berbagai keperluan di Indonesia.
6. Memberikan pengalaman kepada mahasiswa dalam membuat dan terlibat dalam proyek ilmiah.
7. Hasil tugas akhir ini dapat dimanfaatkan sebagai acuan pengembangan *regenerative shock absorber* berikutnya.

### **1.6 Sistematika Penulisan**

Sistematika penulisan laporan dibagi dalam beberapa bab sebagai berikut:

1. Bab I Pendahuluan

Bab ini berisi tentang latar belakang dari tugas akhir ini, perumusan masalah, tujuan penelitian, batasan masalah, manfaat penelitian, serta sistematika penulisan tugas akhir.

2. Bab II Tinjauan Pustaka

Bab ini berisi tentang pengenalan tentang *shock absorber*, pengembangan dalam merancang *shock absorber* untuk menghasilkan energi dan rumusan mekanika getaran yang akan dipakai dalam melakukan pengujian.

### 3. Bab III Metodologi

Bab ini berisi tentang cara-cara pengujian yang dilakukan dalam penelitian diantaranya, penentuan nilai konstanta redaman pada *Hydraulic Electro Mechanic Shock Absorber* (HEMSA), pengujian konstanta pegas, dan pengujian mekanisme alat dengan eksitasi impuls dan periodik dengan menggunakan *suspension test rig*.

### 4. Bab IV Analisa dan Pembahasan

Berisi tentang data-data pengujian dari alat yang digunakan, perhitungan-perhitungan gaya redaman fungsi kecepatan, energi bangkitan, grafik respon massa, pengaruh kenyamanan penumpang, dan performa dari *Hydraulic Electro Mechanic Shock Absorber* (HEMSA).

### 5. Bab V Penutup

Berisi tentang kesimpulan dari tugas akhir yang didapatkan dari hasil pengujian dan penelitian yang dilakukan pada peralatan yang direncanakan.



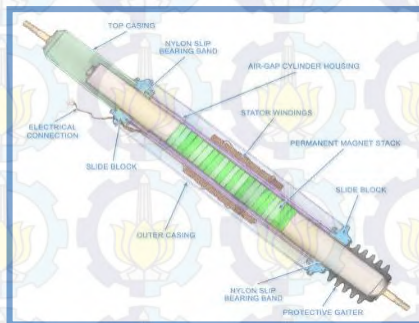


## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Tinjauan terdahulu

Beberapa penelitian terdahulu yang telah dilakukan berkaitan dengan *Regenerative Shock Absorber* adalah sebagai berikut. Pada tahun 2005, Ronald B. Goldner dan Peter Zerigian menemukan *Power Generating Shock Absorber* (PGSA) seperti pada gambar 2.1, prinsip kerja dari alat tersebut dengan merubah energi kinetik menjadi energi listrik dengan menggunakan *linear motion electromagnetic system* (LMES). Pada LMES tersebut terdapat serangkaian tumpukan magnet permanen yang ditanam pada piston utama, lilitan kumparan stator yang dapat diatur (*switchable*), *rectifier* dan *control elektronik*. Sistem tersebut dapat mengatur *output* listrik sesuai dengan beban redaman (*damping load*).



Gambar 2. 1 *Power generating shock absorber* (PGSA) oleh Ronald B. Goldner dkk<sup>[1]</sup>

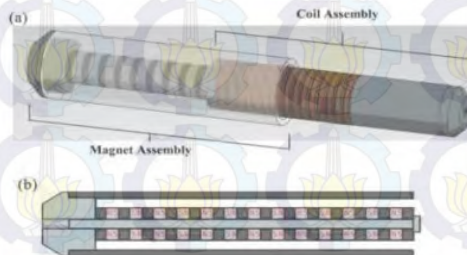
Pada tahun 2009, tim dari *Massachusetts Institute of Technology* telah menciptakan shock absorber yang mampu menghasilkan energi listrik ditunjukkan pada gambar 2.2. Prinsip kerja shock absorber ini adalah dengan menggunakan sistem hidrolik, dimana sistem hidrolik ini berfungsi memaksakan cairan untuk masuk menuju turbin dan kemudian turbin akan bergerak

memutar generator. Sistem pada *shock absorber* ini dikontrol oleh sebuah rangkaian elektronik aktif yang berfungsi untuk mengoptimalkan redaman agar lebih nyaman dari peredam konvensional. Berdasarkan hasil dari pengujian *regenerative shock absorber* ini mampu menghasilkan daya sebesar 200 watt.



Gambar 2.2 *Regenerative shock absorber hydraulic* oleh Massachutes Institute of Technology<sup>[2]</sup>

Pada tahun 2010, tim yang berasal dari Stoney Brook University terdiri atas Prof Lei Zuo dan Pei Sheng-Zang telah mendesain sekaligus menguji temuan mereka tentang permanen energi dari suspensi pada kendaraan. Mereka memanfaatkan getaran yang terjadi pada suspensi untuk menghasilkan listrik. Pada kali terdapat dua metode yang dapat digunakan, yaitu *linier electromagnetic absorber* dan *rotational absorber*.



Gambar 2.3 *Linier elektromagnetik absorber* oleh Lei Zuo<sup>[3]</sup>

Pada gambar 2.3 yang merupakan *linier electromagnetic absorber* prinsip kerjanya dengan menggunakan 2 tipe magnet yang berbeda yaitu *axial* dan *radial*. Magnet bergerak translasi mengikuti gerakan pada suspensi, kemudian dari sisi lain terdapat kumparan. Seperti halnya prinsip elektromagnetik, bila kumparan berputar kemudian disisinya diberikan magnet, maka menimbulkan GGL (gaya gerak listrik) yang nantinya menghasilkan listrik. *Linier elektromagnetic absorber* ini didesain untuk kendaraan berat yang mempunyai vibrasi yang besar seperti, truk, bus, dan lain sebagainya.

Kelebihan dari sistem *linier elektromagnetik absorber* ini adalah desainnya yang ramping, tidak memakan banyak tempat.



Gambar 2.4 *Rotational absorber* oleh Lei Zuo<sup>[3]</sup>

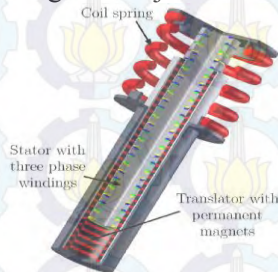
Selanjutnya pada gambar 2.4 adalah *rotational absorber*, prinsip kerjanya adalah memanfaatkan roda gigi pada sistem suspensi, sehingga menghasilkan listrik, yaitu dengan mengubah pergerakan translasi menjadi pergerakan rotasi. Pada gerakan translasi roda gigi *rack* dihubungkan dengan *spur gear*, kemudian *spur gear* dihubungkan dengan *bevel gear* yang mengubah gerakan translasi menjadi rotasi. selanjutnya gerakan rotasi tersebut berputar menggerakkan generator.

Pada penelitian ini, Prof. Lei Zuo dkk mengklaim dapat menghasilkan 100W-400W untuk mobil, 200W-2kW untuk bus, 1kw-10kW untuk truk, 800W-10kW untuk kendaraan tempur, dan 5kW-6kW untuk kereta api. Dan peningkatan efisiensi konsumsi



bahan bakar dapat mencapai sebesar 2-10%. Sehingga dari penelitian tersebut dapat memanfaatkan potensi energi yang hilang di dalam mengembangkan alat pemanen energy (*energy harvesting*).

Pada tahun 2010, tim dari *Eindhoven University of Technology* bekerjasama dengan BMW dan SKF membuat suatu alat yaitu *active electromagnetic suspension system*. Seperti terlihat pada gambar 2.5, prinsip kerja dari alat ini sama halnya dengan prinsip kerja dari *linier electromagnetic absorber* yang menggunakan magnet dan kumparan yang bergerak translasi sehingga menghasilkan listrik. Suspensi ini termasuk dalam kategori suspensi aktif. Berdasarkan hasil pengujian yang telah dilakukan, *electromagnetic suspension* ini dapat menghasilkan daya kurang lebih sebesar 2 KW dengan tingkat kenyamanan dalam berkendara meningkat menjadi 60%.



Gambar 2.5 *Active electromagnetic suspension system* oleh Bart L.J.Gysen<sup>[4]</sup>

Pada tahun 2013, Harus Laksana Guntur, Wiwiek Hendrowati dan Rahman Roy Lubis melakukan pengembangan dan pengujian *prototype* RSA seperti pada gambar 2.6. Prototipe dari RSA terdiri dari sistem transmisi gigi, *one way bearing* dan sebuah generator elektromagnetik. Mekanisme yang digunakan adalah dengan memasang suspensi secara bergantian ke suspensi *rig test*, kemudian diuji dengan massa yang sudah di hitung. Hasil yang didapatkan pada pengujian ini adalah dengan menggunakan

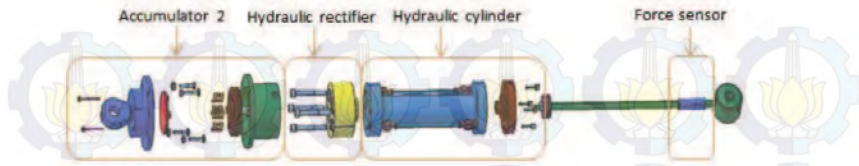


prototype 1:5 dihasilkan daya sebesar 15 sampai 18,6 yang berarti jika dalam kondisi nyata dapat dihasilkan daya sebesar 75 s/d 100 watt sehingga jika diaplikasikan keempat roda dapat dihasilkan daya sebesar 400 watt.



Gambar 2.6 Desain *regenerative shock absorber* oleh Harus L.G dkk<sup>[5]</sup>

Pada tahun 2013, tim dari *Wuhan University of Technology* membuat suatu alat yaitu *Hydraulic Electromagnetic Shock Absorber* yang ditunjukkan pada gambar 2.7. Prinsip kerja dari alat ini adalah piston dari silinder hidrolis didorong untuk membalas *under external stimulus*, minyak mengalir ke dalam dan keluar dari penyearah hidrolis dalam langkah kompresi atau stroke ekstensi, dan kemudian minyak mengalir melalui akumulator untuk melemahkan fluktuasi, yang mana digunakan untuk menggerakkan motor hidrolis untuk menghasilkan listrik. Energi listrik dapat mengisi baterai atau pasokan langsung ke kendaraan. Alat ini menggunakan dua akumulator, akumulator 1 digunakan untuk menstabilkan aliran untuk meningkatkan efisiensi kerja dari motor hidrolis, dan fungsi akumulator 2 adalah untuk mencegah distorsi *high-frequency* dari *shock absorber*. *HESA prototype* ini menghasilkan daya sebesar 200 watt di 10 hz-3 mm dan memiliki efisiensi sebesar 16,6 persen.



Gambar 2.7 *Hydraulic electromagnetic shock absorber* oleh Zhigang Fang dkk<sup>[6]</sup>

VERS adalah suatu peralatan yang digunakan sebagai pemanen energi yang terbuang dari gerak translasi *shock absorber* kendaraan roda empat. Pada tahun 2014 Muchamad Eko Jayadilaga dan Harus Laksana Guntur melakukan pengembangan *Hydraulic Regenerative Shock Absorber* seperti ditunjukkan pada gambar 2.8. Prinsip kerjanya adalah dengan menggunakan hidraulik sebagai *viscouse damping*, suspensi bergerak naik turun yang mengakibatkan menekan cairan yang berada dalam tabung kemudian dengan tekanan menggerakkan turbin yang digunakan untuk memutar generator.

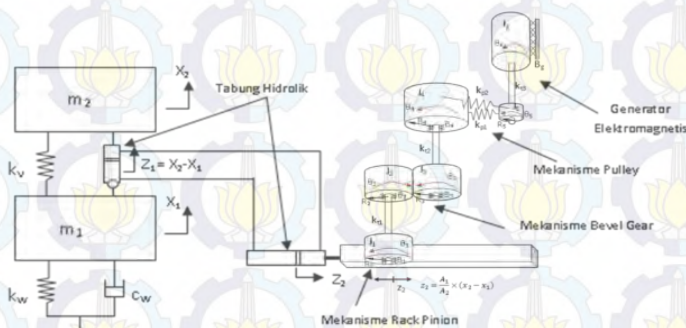


Gambar 2.8 Desain *hydraulic regenerative shock absorber* oleh Eko Jayadilaga<sup>[7]</sup>

Dari hasil pengujian didapat bahwa didapatkan nilai koefisien redaman rata-rata *hydraulic regenerative shock absorber*

sebesar 3796,75 Ns/m, Nilai konstanta pegas 20000 N/m, Dengan metode eksitasi impuls dan *damping ratio* 0.8, amplitudo 100 mm dan  $\Delta t$  0.48 sec energi bangkitan yang dihasilkan sebesar 2.6 volt dan daya 0,1352 watt, amplitudo 100 mm dan  $\Delta t$  0,53 sec energi bangkitan yang dihasilkan sebesar 0,2 volt dan daya 0,0008 watt, dan amplitudo 100 mm dan  $\Delta t$  0,61 sec energi angkitan yang dihasilkan sebesar 0,2 volt dan daya ,0008 watt.

Pada tahun 2014, Deanandya, mahasiswa ITS surabaya melakukan pemodelan respon dinamis sistem RSA *hydraulic mechanic elektromagnetic* menggunakan software *simulink* dari Matlab seperti ditunjukkan pada gambar 2.9. Dari simulasi dianalisis perbedaan respon dinamis sistem dan energi listrik yang dihasilkan pada kondisi tertentu. Kondisi pertama adalah tipe input, yaitu transien dan harmonik pada kecepatan kendaraan 20 km/jam, 40 km/jam dan 60 km/jam. Kondisi kedua adalah penggunaan pasangan diameter silinder *hydraulic* yang berbeda. Parameter simulasi RSA kali ini disesuaikan dengan model seperempat kendaraan untuk mobil perkotaan.



Gambar 2.9 Model RSA jenis *hydraulic mechanic elektromagnetic* oleh Deanandya<sup>[8]</sup>

Dari hasil simulasi didapatkan bahwa pasangan diameter 3:4 menghasilkan daya listrik 0,3186 watt dan pasangan diameter 4:3 menghasilkan daya listrik 0,0331. Hanya saja, respon sistem



menunjukkan bahwa gerakan yang terjadi pada mekanisme gear sangat kecil, sehingga daya listrik yang dihasilkan juga kecil. Hal ini disebabkan oleh besarnya gaya reaksi yang dihasilkan oleh mekanisme *hydraulic* dan *gear*. Respon percepatan pada bodi kendaraan memiliki nilai yang masih aman tetapi kurang nyaman. Lalu, respon relatif roda terhadap permukaan jalan menunjukkan bahwa mobil tidak aman dikendarai karena roda sering tidak bersentuhan dengan permukaan jalan.

Pada tahun 2014 mahasiswa ITS menciptakan *Hydraulic Electro Mechanic Shock Absorber* (HEMSA). Cara kerja alat ini adalah menggunakan suspensi yang diberi beban kemudian dihubungkan ke hidrolik, dari hidrolik gaya akan ditransferkan dan menggerakkan *rack and pinion gear* selanjutnya *pinion gear* akan menggerakkan bevel gear yang selanjutnya akan menggerakkan pulley dan memutar generator.



Gambar 2.10 *Hydraulic electro mechanic shock absorber* (HEMSA) oleh M.Choifin<sup>[9]</sup>

Sampai saat ini *Hydraulic Electro Mechanic Shock Absorber* (HEMSA) telah mengalami banyak pengembangan dan telah sampai pada generasi yang ke-3. Pengembangan paling baru dilakukan oleh Mochamad Choifin dengan spesifikasi *double port* dengan rasio diameter *cylinder* 30mm : 40mm seperti pada gambar 2.10. Adapun prinsip kerja dari pengambilan data tersebut adalah



dengan memasang pegas pada alat uji *suspension test rig* terlebih dahulu, kemudian diberikan gaya dalam bentuk beban diatasnya, setelah itu ukur perubahan panjangnya pada pegas tersebut. Hasil yang didapat dari pengujian tersebut adalah nilai konstanta redaman HEMSA *double port* pembebanan resistor. Pada saat beban 83.4 Ohm sebesar 1139.5 N.s/m, Pada saat beban 125 Ohm sebesar 1063.5Ns/m, Pada saat beban 250 Ohm sebesar 958.8Ns/m. Energi bangkitan yang dihasilkan HEMSA untuk frekuensi 1,4Hz pada 83.4 ohm = 0,34 watt; 125 ohm= 0,32 watt; 250 ohm=0,30 watt; untuk frekuensi 1,7Hz pada 83.4 ohm = 0,65 watt; 125 ohm= 0,63 watt; 250 ohm=0,58 watt; untuk frekuensi 2,2Hz pada 83.4 ohm = 3.99 watt; 125 ohm= 3.19 watt; 250 ohm=2.99 watt

## **2.2 Mekanika Getaran**

### **2.2.1 Pengertian Getaran**

Secara umum getaran dapat didefinisikan sebagai gerakan bolak-balik suatu benda dari posisi awal melalui titik keseimbangan. Setiap komponen mekanikal memiliki berat dan *properties* yang menyerupai pegas, ada dua kelompok umum dari getaran, yaitu getaran bebas dan getaran paksa. Semua sistem yang bergetar mengalami redaman sampai derajat tertentu karena energi terdisipasi oleh gesekan dan tahanan lain. Jika redaman kecil maka pengaruhnya sangat kecil terhadap frekuensi naturalnya, dan perhitungan frekuensi natural biasanya dilakukan atas dasar tidak ada redaman.

### **2.2.2 Getaran Bebas**

Getaran bebas terjadi jika sistem beroksilasi karena bekerjanya gaya yang ada dalam sistem itu sendiri, dan jika ada gaya luar yang bekerja. Sistem yang bergetar bebas akan bergerak pada satu atau lebih frekuensi naturalnya, yang merupakan sifat sistem dinamika yang dibentuk oleh distribusi massa dan kekuatannya. Semua sistem yang memiliki massa dan elastisitas dapat mengalami getaran bebas atau getaran yang terjadi tanpa rangsangan luar.

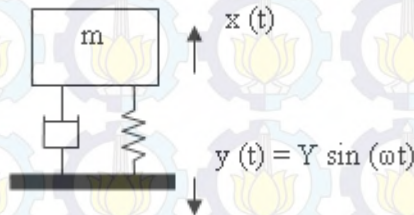
### 2.2.3 Getaran Paksa

Getaran paksa adalah getaran yang terjadi karena rangsangan gaya luar, jika rangsangan tersebut beresilasi maka sistem dipaksa untuk bergetar pada frekuensi rangsangan. Jika frekuensi rangsangan sama dengan salah satu frekuensi natural sistem, maka akan didapatkan keadaan resonansi dan osilasi yang besar dan beresiko membahayakan. Kerusakan pada struktur besar seperti jembatan, gedung ataupun sayap pesawat terbang, merupakan contoh kejadian yang disebabkan adanya resonansi. Jadi perhitungan frekuensi natural merupakan hal yang utama.

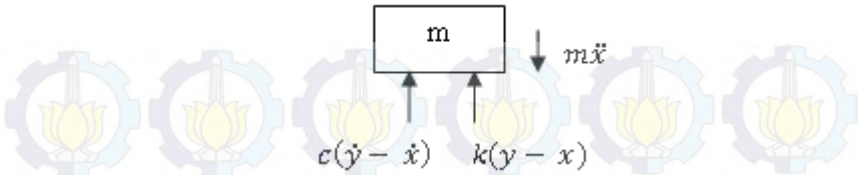
Bila suatu sistem dipengaruhi oleh eksitasi harmonik, maka respon getarannya akan berlangsung pada frekuensi yang sama dengan frekuensi eksitasi. Sumber-sumber eksitasi harmonik bisa berasal dari gaya-gaya pada peralatan mesin torak atau gerak mesin itu sendiri. Mula-mula akan diperhatikan sistem dengan satu derajat kebebasan yang mengalami redaman dan dirangsang oleh gaya harmonik  $y(t) = F_0 \sin(\omega t)$ , seperti pada gambar 2.11.

### 2.2.4 Getaran Harmonik

Getaran biasanya tidak terjadi hanya pada sistem pegasnya ataupun yang ditopangnya disini landasan dari sistem juga akan mengalami getaran berupa getaran harmonik.



Gambar 2. 11 Eksitasi pada landasan



Gambar 2.12 *Free body diagram* eksitasi pada base

Dari *free body diagram* pada gambar 2.11 dan eksitasi pada landasan gambar 2.12 di atas, diperoleh persamaan gerak seperti di bawah:

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (2.1)$$

*Steady state response* dari massa adalah,  $x_p(t)$  yang dapat diekspresikan menjadi persamaan seperti di bawah dengan menggunakan persamaan:

$$x_p(t) = \frac{kY \sin(\omega t - \theta_1)}{[(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2]^{1/2}} + \frac{\omega cY \sin(\omega t - \theta_1)}{[(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2]^{1/2}} \quad (2.2)$$

Sehingga persamaan sistem diatas dapat ditulis:

$$x_p(t) = X \sin(\omega t - \theta_1 - \alpha) \\ = \left[ \frac{k^2 + (c\omega)^2}{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2} \right]^{1/2} \sin(\omega t - \theta_1 - \alpha) \quad (2.3)$$

Dimana nilai  $\alpha = \tan^{-1} \left[ -\frac{c\omega}{k} \right]$  dan  $\theta_1 = \tan^{-1} \left( \frac{c\omega}{k - m\omega^2} \right)$

Dari persamaan tersebut dapat disederhanakan menjadi:

$$x_p(t) = X \sin(\omega t - \theta) \quad (2.4)$$

Dimana  $\frac{X}{Y}$  adalah *displacement transmissibility*:

$$\frac{X}{Y} = \left[ \frac{k^2 + (c\omega)^2}{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2} \right]^{1/2} = \left[ \frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2} \right]^{1/2} \quad (2.5)$$



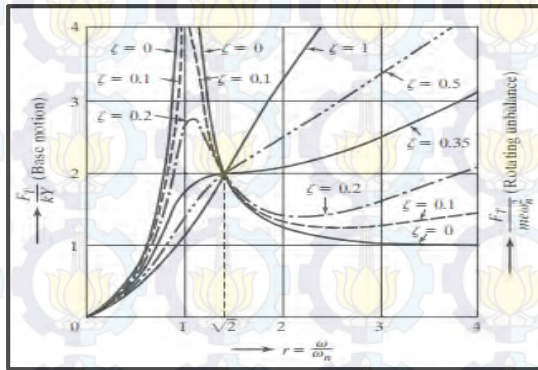
Dan,

$$\theta = \tan^{-1} \left[ \frac{m c \omega^3}{(k - m \omega^2)^2 + (c \omega)^2} \right] = \tan^{-1} \left[ \frac{2 \zeta r^3}{1 + (4 \zeta^2 - 1) r^2} \right] \quad (2.6)$$

Dimana  $\frac{F_T}{kY}$  adalah *force transmissibility*:

$$\frac{F_T}{kY} = r^2 \left[ \frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2} \right]^{1/2} \quad (2.7)$$

Keterkaitan antara *damping ratio*, *frequency ratio*, *displacement transmissibility*, dan *force transmissibility* ditunjukkan pada grafik dibawah ini



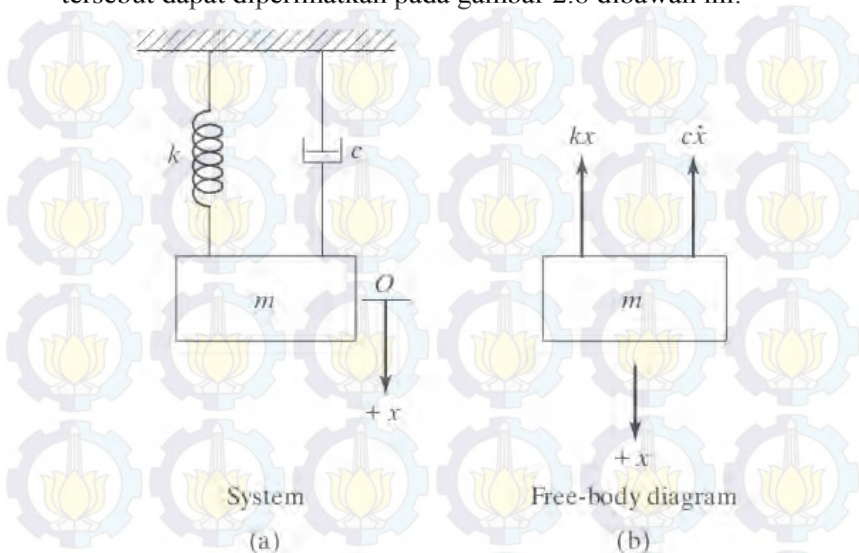
Gambar 2.13 *force transmissibility vs frequency ratio* <sup>[10]</sup>

### 2.2.5 Derajat Kebebasan (*Degree of freedom*)

Jumlah koordinat bebas yang dibutuhkan untuk menggambarkan gerak suatu sistem disebut derajat kebebasan atau *degree of freedom* (DOF). Jadi suatu partikel bebas yang mengalami gerak umum dalam ruangan akan memiliki tiga derajat kebebasan (sumbu x, sumbu y dan sumbu z). Sedangkan benda kaku akan mempunyai enam derajat kebebasan, tiga komponen posisi dan tiga sudut yang menyatakan orientasinya. Secara garis besar sistem *degree of freedom* dibagi menjadi dua yaitu sistem dengan 1 derajat kebebasan (1 DOF) dan sistem mempunyai



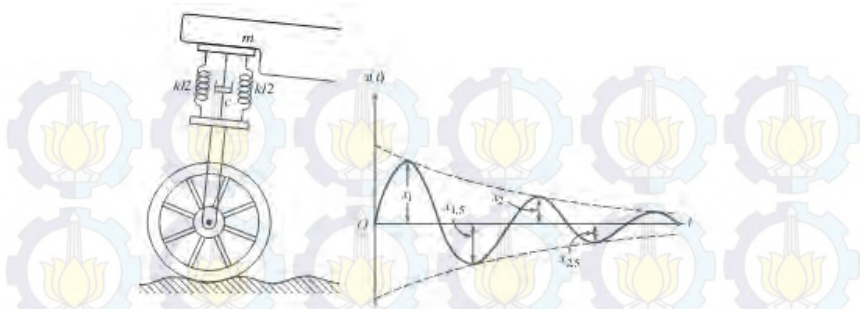
derajat kebebasan lebih dari satu (multi DOF). Untuk kedua sistem tersebut dapat diperlihatkan pada gambar 2.8 dibawah ini.



Gambar 2.14 *Single degree of freedom (1 DOF) dengan viscous damper*<sup>[10]</sup>

### 2.2.5.1 Logarithmic decrement

*Logarithmic decrement* merupakan tampilan dari pengurangan amplitudo pada getaran bebas teredam. Dengan mengetahui seberapa besar *logarithmic decrement* ( $\delta$ ) pada sistem tersebut, maka besarnya konstanta redaman pada sistem juga dapat diketahui pula.



Gambar 2.15 Sistem 1 DOF pada *shock absorber* sepeda motor dengan peredam dan analisa sistem eksperimennya<sup>[10]</sup>

Dari gambar 2.15 di atas diketahui dengan  $t$  sebagai waktu pada saat puncak pertama dan kedua, menunjukkan perpindahan puncak yang dimaksud sebagai  $x_1$  dan  $x_2$ , dan membentuk rasio:

$$\frac{x_1}{x_2} = e^{2\pi\zeta/\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (2.8)$$

Jika kedua ruas dilogaritma naturalkan akan menjadi:

$$\delta = \ln \frac{x_1}{x_2} = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (2.9)$$

Persamaan diatas juga dapat ditulis sebagai:

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{(2\pi)^2 + \delta^2}} \quad (2.10)$$

Dari grafik *displacement* fungsi waktu akan diperoleh nilai dari  $x_1$  dan  $x_2$ , kemudian nilai tersebut akan dimasukkan dalam persamaan *decrement* sehingga menjadi:

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{4(\pi)^2 + \delta^2}} \quad (2.11)$$

Dimana:  $\zeta$  = *damping ratio*

$$\delta = \text{logaritmik decrement} = \ln \frac{x_1}{x_2}$$

Nilai dari *damping ratio* sendiri dapat dicari dengan rumus:

$$\zeta = \frac{c}{c_c} = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (2.12)$$

Dimana:  $k$  = konstanta pegas (N/m)  
 $C$  = konstanta damping  
 $m$  = massa beban (kg)

### 2.2.6 Konstanta Redaman

Dari nilai *damping ratio* dapat dicari besarnya konstanta redaman dari sistem dengan persamaan berikut:

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \quad (2.13)$$

Dimana:

$$C_c = 2\sqrt{km} \quad (2.14)$$

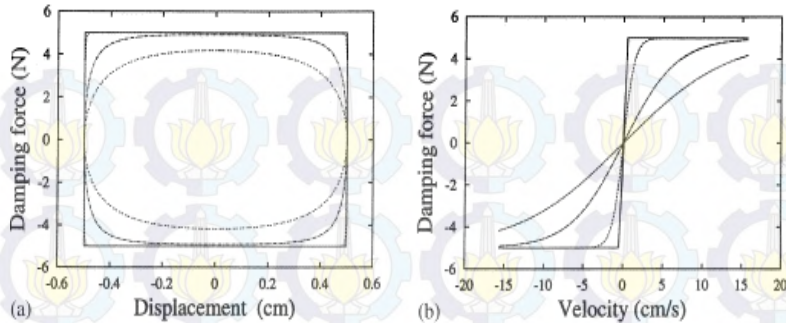
Sehingga konstanta redaman dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$c = \zeta 2\sqrt{km} \quad (2.15)$$

Dimana:

$\zeta$  = *damping ratio*  
 $k$  = konstanta pegas (N/m)  
 $c$  = konstanta redaman (Ns/m)  
 $C_c$  = *Critical damping*

Gaya redaman merupakan gaya yang meredam atau mengurangi getaran yang terjadi dalam sistem. Besarnya gaya redaman tergantung pada nilai konstanta redaman.

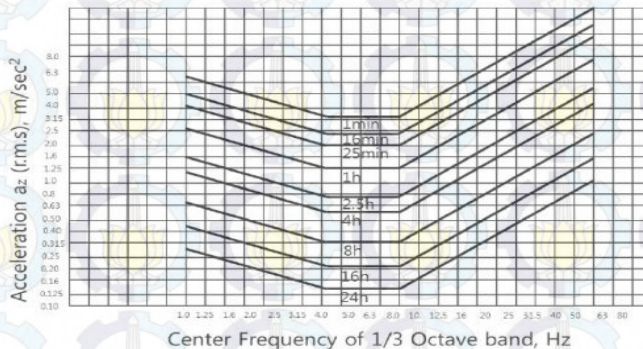


Gambar 2.16 (a) Grafik pengaruh gaya redaman terhadap perpindahan  
(b) Grafik pengaruh gaya redaman terhadap kecepatan

### 2.3 Pengaruh Percepatan Kendaraan Terhadap Manusia

Gerakan utama yang dialami pengemudi dan penumpang selama berkendara adalah berupa percepatan atau perlambatan dan getaran. Informasi ketahanan tubuh manusia terhadap percepatan merupakan hal yang sangat penting sebagai referensi dalam perancangan ketahanan bodi kendaraan terhadap *impact*.

Untuk kriteria kenyamanan berdasarkan besar percepatan menurut standart ISO 2631, ditampilkan dalam grafik pada gambar 2.17 di bawah ini.



Gambar 2.17 Grafik kriteria kenyamanan berkendara standart ISO 263<sup>[11]</sup>



## 2.4 Hukum Pascal

Sistem hidrolik menggunakan prinsip Pascal (1653) yang menyatakan bahwa tekanan yang bekerja pada setiap bagian gas atau fluida pada ruang tertutup akan merambat kebagian lain dalam ruangan tertutup ini dengan kekuatan yang sama, secara matematis dinyatakan:

$$P = \frac{F}{A} \quad (2.16)$$

Keterangan:

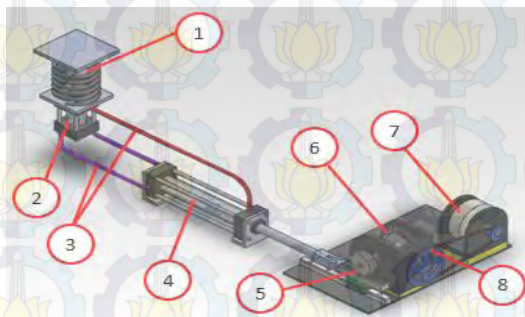
P = Tekanan (Pa)

F = Gaya yang bekerja (N)

A = Luas penampang yang menerima tekanan (m<sup>2</sup>)

## 2.5 Dasar Perhitungan Hydraulic Electro Mechanic Shock Absorber (HEMSA)

HEMSA adalah sebuah alat yang menggunakan prinsip *Vibrating Energy Harvesting* (VEH) yang menggunakan prinsip



Keterangan Gambar:

1. Spring
2. Hydraulic Actuator 1
3. Selang Hydraulic
4. Hydraulic Actuator 2
5. Rack & Pinion
6. One way bearing & Bevel Gear
7. Generator
8. Belt & Pulley

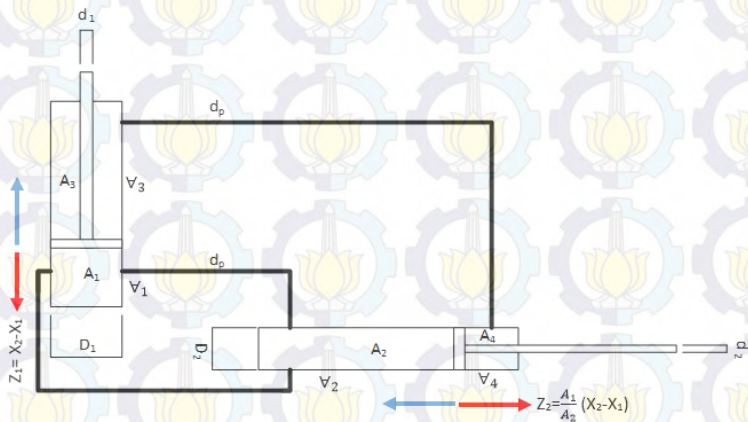
pemanfaatan getaran yang dirubah menjadi gerakan translasi dan rotasi sehingga menghasilkan listrik.

Gambar 2.18 Skematik *hydraulic electro mechanic shock absorber* (HEMSA)

Pada skematik diatas, untuk alat dari HEMSA terdiri dari sistem *Hydraulic*, Transmisi roda gigi, *belt & pulley*, dan generator. Untuk masing-masing dasar perhitungannya terdiri dari perbandingan *cylinder Hydraulic*, rasio transmisi dan generator.

RSA ini menggunakan mekanisme hidraulis untuk memperbesar perpindahan yang terjadi dari perpindahan suspensi antara roda dan kendaraan. Mekanisme hidraulis terdiri dari dua silinder hidraulis. Silinder hidraulis pertama dipasang diantara massa roda dan badan kendaraan. Silinder kedua memiliki luas penampang silinder yang lebih kecil dari silinder pertama, dan dihubungkan ke mekanisme rack pinion yang meneruskan gaya ke susunan gear pada RSA.

Dari skema diatas didapat panjang langkah untuk compression & rebound, rumusnya adalah sebagai berikut:



Gambar 2.19 Skema mekanisme *hydraulic* pada HEMSA

a) Compression 

$$\begin{aligned}
 v_{compression\ 1} &= v_{compression\ 2} \\
 A_1 \times Z_{c1} &= A_2 \times Z_{c2} \\
 Z_{c2} &= \frac{A_1}{A_2} \times Z_{c1} \\
 Z_{c2} &= \frac{A_1}{A_2} \times (X_1 - X_2)
 \end{aligned}
 \tag{2.17}$$

b) Rebound 

$$\begin{aligned}
 v_{rebound\ 1} &= v_{rebound\ 2} \\
 A_1 \times Z_{r1} &= A_2 \times Z_{r2} \\
 Z_{r2} &= \frac{A_1}{A_2} \times Z_{r1} \\
 Z_{r2} &= \frac{\frac{1}{4} \pi (D_1^2 - d_1^2)}{\frac{1}{4} \pi (D_2^2 - d_2^2)} \times (X_2 - X_1)
 \end{aligned}
 \tag{2.18}$$

$$\dot{x}_p(t) = \frac{Y \sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{[(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2]^{\frac{1}{2}}} (\omega - \phi_1 - \alpha) \cos(\omega t - \phi_1 - \alpha)$$

untuk  $\dot{x}$  adalah sebagai kecepatan pada silinder satu, sedangkan untuk mencari kecepatan pada selinder dua adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 Debit_1 &= Debit_2 \\
 v_1 \pi (R_1)^2 h_1 &= v_2 \pi (R_2)^2 h_2
 \end{aligned}
 \tag{2.19}$$

dengan  $v_1$  adalah kecepatan pada *cylinder hydraulic* 1 sedangkan  $v_2$  adalah kecepatan pada *cylinder hydraulic* 2 yang nantinya merupakan kecepatan pada *rack*.

Perhitungan pada *rack and pinion gear* adalah sebagai berikut :

$$\frac{\omega_{pinion}}{v_{rack}} = \frac{1}{r_{pinion}} \quad (2.20)$$

dengan didapat  $\omega_{pinion}$  maka untuk putaran/ menit pada *pinion gear* dapat diketahui, dimana  $n_{pinion} = n_{bevel1}$  sehingga selanjutnya putaran pada generator dapat diketahui dengan menggunakan velocity ratio.

$$rv = \frac{n_{bevel1}}{n_{bevel2}} = \frac{d_{bevel2}}{d_{bevel1}} \quad (2.21)$$

dengan  $n_{bevel2} = n_{pulley1}$  sehingga,

$$rv = \frac{n_{pulley1}}{n_{pulley2}} = \frac{d_{pulley2}}{d_{pulley1}} \quad (2.22)$$

sehingga putaran pada generator dapat diketahui karena  $n_{generator} = n_{pulley2}$

## 2.6 Generator

Generator adalah suatu penghasil tenaga listrik dengan landasan hukum Faraday. Jika pada sekeliling penghantar terjadi perubahan medan magnet, maka pada penghantar tersebut akan dibangkitkan suatu gaya gerak listrik (GGL) yang sifatnya menentang perubahan medan tersebut. Untuk dapat terjadinya gaya gerak listrik (GGL) tersebut diperlukan dua kategori masukan, yaitu:

1. Masukan tenaga mekanis yang akan dihasilkan oleh penggerak mula (*primemover*).
2. Arus masukan (If) yang berupa arus searah yang akan menghasilkan medan magnet yang dapat diatur dengan mudah.

Di bawah ini akan dijelaskan secara sederhana cara pembangkitan listrik dari sebuah alternator (gambar 2.20). Apabila pada rotor alternator diberikan arus listrik maka pada kutub-kutub rotor tersebut timbul medan magnet. Apabila rotor alternator tersebut diputar pada kecepatan nominalnya yang diperoleh dari



putaran motor penggerak atau *flywheel*, maka pada kumparan medan akan timbul tegangan listrik sebesar:

$$E_{\max} = N.B.A.\omega \quad (2.23)$$

Dimana:

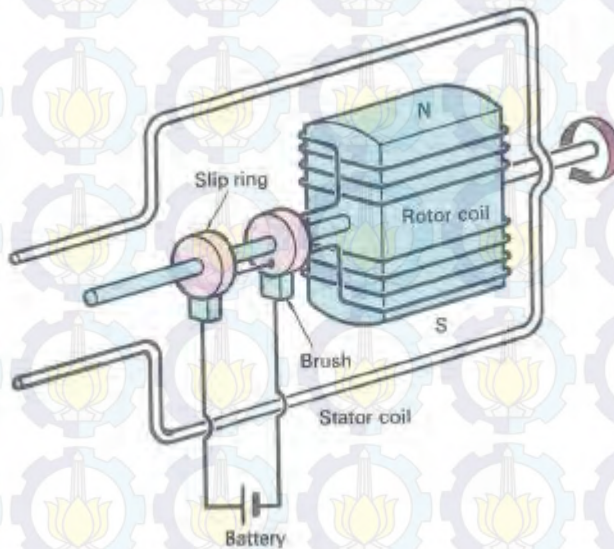
N = jumlah lilitan

B = kuat medan magnet (T)

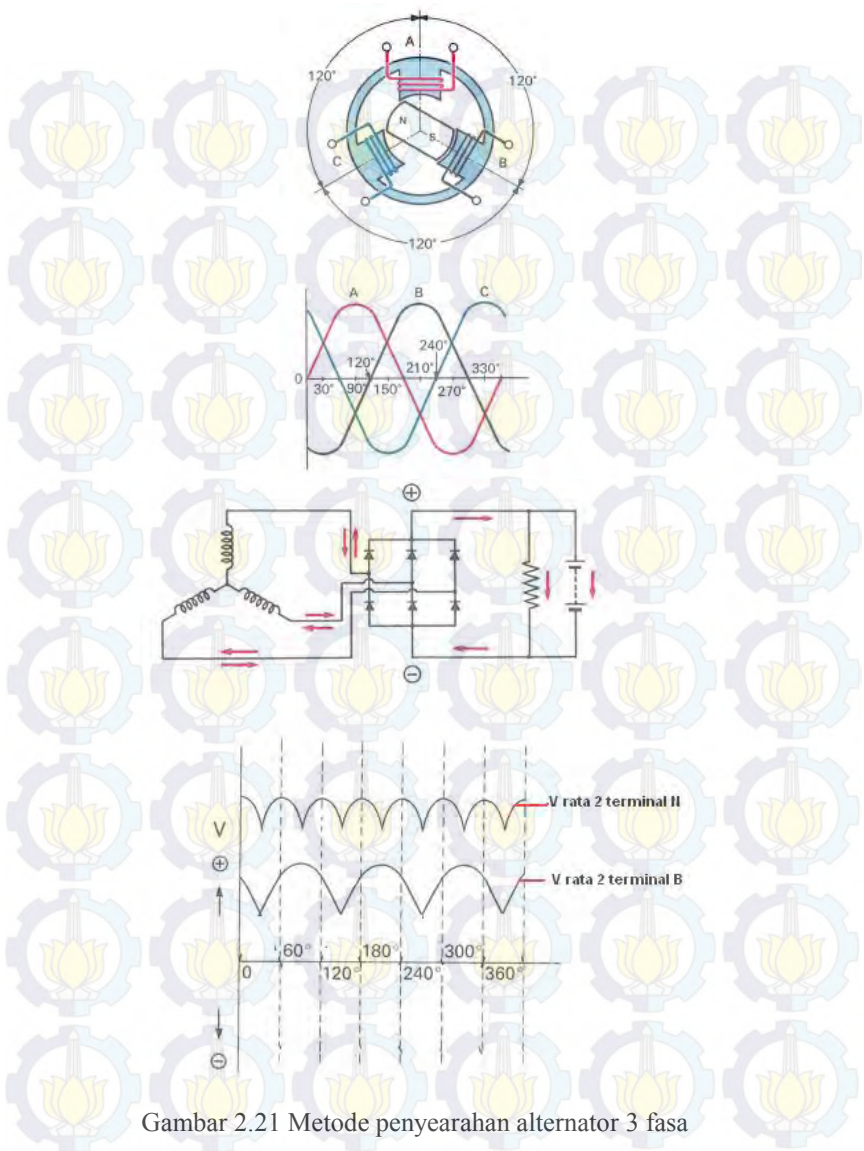
A = luas kumparan ( $m^2$ )

$\omega$  = kecepatan sudut (rad/s)

Umumnya alternator mempunyai 3 kumparan medan, setiap kumparan medan tersebut dipasang dengan jarak  $120^\circ$  atau biasa dikenal dengan alternator 3 fasa. Susunan tersebut menghasilkan tegangan listrik yang lebih merata dibandingkan dengan alternator satu fasa. Terdapat dua metode penyambungan kumparan medan yaitu sambungan delta dan sambungan bintang (Y) yang lebih sering digunakan. Metode penyearahan yang digunakan pada alternator 3 fasa dapat dilihat pada gambar 2.13



Gambar 2.20 Prinsip kerja alternator



Gambar 2.21 Metode penyearahan alternator 3 fasa

Tegangan dan arus bolak-balik (AC) yang dihasilkan oleh generator umumnya mempunyai frekuensi diantara 50 Hz – 60 Hz. Besar tegangan listrik yang dihasilkan sangat dipengaruhi oleh kecepatan putar rotor dan besar arus listrik yang diberikan ke kumparan rotor untuk menghasilkan medan magnet. Untuk menjaga agar tegangan yang dihasilkan alternator tetap konstan maka pada alternator biasanya dilengkapi dengan alat pengatur tegangan (*Voltage Regulator*).

## 2.7 Distribusi Konstanta Redaman HEMSA

Berdasarkan pengujian gaya redaman untuk penentuan nilai konstanta redaman saat tidak terjadi pembebanan dari M.Choifin , diperoleh nilai distribusi konstanta redaman dari masing-masing komponen *viscouse damping*, *friction damping*, dan *electrical damping* sebagai berikut:

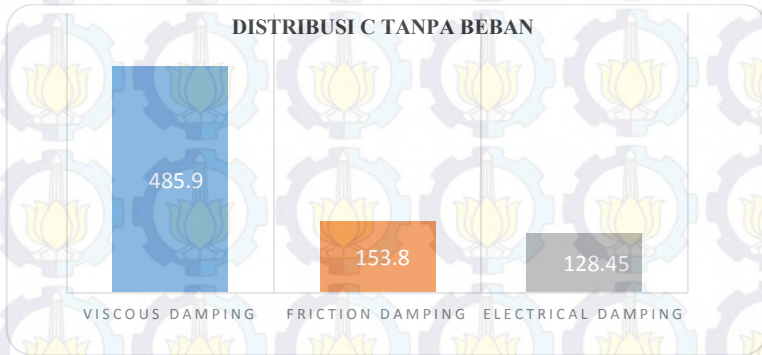
Tabel 2.1 Distribusi konstanta redaman HEMSA

Nilai Redaman Komponen HEMSA	Tanpa Pembebanan Listrik		
	C rebound (N.s/m)	C compression (N.s/m)	Cd (N.s/m)
Viscous damping	493.5	478.3	485.9
Viscous+Friction damping	657.1	622.3	639.7
Friction damping	163.6	144	153.8
Electrical damping	133.9	123	128.45
Total damping coefficient no load	791	745.3	768.15

Dari tabel di atas dapat kita lihat bahwa nilai pada  $C_{\text{rebound}}$  HEMSA lebih besar daripada nilai pada  $C_{\text{compression}}$  yaitu sebesar 791 Ns/m. Untuk *shock absorber* yang dikatakan baik adalah apabila nilai konstanta redaman pada *rebound* tersebut lebih besar daripada *compression*. Nilai redaman pada *rebound* berfungsi apabila *shock absorber* mendapatkan suatu eksitasi baik impuls ataupun periodik, *shock absorber* tersebut terkompresi sebesar



745.3 Ns/m, kemudian meredam kembali seperti semula lebih besar sekitar 791 Ns/m, sehingga penumpang hanya sedikit dapat merasakan guncangan dan nyaman dalam berkendara. Artinya, HEMSA dapat dikatakan baik untuk meredam kejut akibat eksitasi impuls maupun periodic.

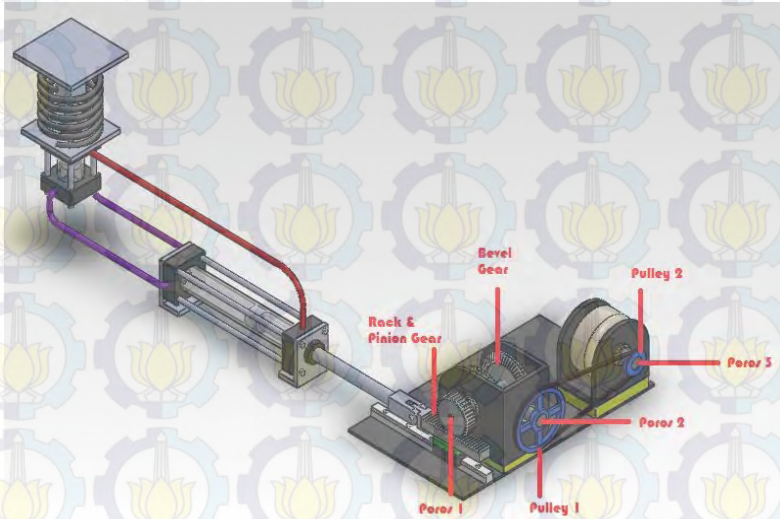


Gambar 2.22 Distribusi konstanta redaman HEMSA

Dari tabel dan gambar di atas, bahwa distribusi konstanta redaman komponen *hydraulic (viscous damping)* dari HEMSA sebesar 485.9 Ns/m. Pada komponen generator (*electric damping*) dari HEMSA sebesar 128.45 Ns/m. komponen *mechanic (friction damping)* sebesar 153.8 Ns/m. Hasil pengujian di atas menunjukkan bahwa kontribusi gaya redaman terbesar diberikan oleh komponen (*viscous damping*). Berdasarkan data diatas maka penelitian ini dilakukan dengan tujuan untuk mengurangi nilai *damping* agar nantinya tidak banyak *losses* yang terjadi. Pengurangan nilai *damping* yang dipilih adalah *friction damping* karena dipengaruhi oleh roda gigi dan *pulley* dimana masih memungkinkan untuk dilakukan beberapa variasi, seperti memperkecil dimensi, memperhalus putaran roda gigi, dan mengganti bahan yang lebih ringan tetapi kuat, sedangkan untuk *viscous damping* tidak dipilih karena *losses* yang terjadi berupa panas dan *losses* pada katup yang kemungkinan apabila dilakukan variasi hasilnya tidak dapat signifikan.



Beberapa hal yang memungkinkan *friction damping* yang besar adalah dimensi yang besar dan lebih berat, serta membutuhkan torsi yang lebih besar pula. Dengan memperkecil dimensi dari roda gigi diharapkan bisa lebih ergonomis dan aplikatif untuk dipasangkan pada kendaraan/mobil.



Gambar 2.23 Konstruksi HEMSA

Tabel 2.2 Perbandingan konstruksi HEMSA lama dan HEMSA baru

	HEMSA Lama	HEMSA yang akan direncanakan	Keterangan
Rack Gear	panjang : 28 mm	panjang : 28 mm	Sama
Pinion Gear	diameter : 41,5 mm Nt : 29 <i>teeth</i> tebal : 10 mm	diameter : 41,5 mm N : 29 <i>teeth</i> tebal : 10 mm	Sama
Poros 1	diameter : 25,4 mm	diameter : 16 mm	Diganti
Bevel Gear (pinion)	diameter : 5 in Nt : 60	diameter : 81,4 mm Nt : 53 <i>teeth</i> tebal : 10 mm	Diganti
Bevel Gear (gear)	diameter : 2 in Nt : 24	diameter : 27,5 mm Nt : 16 <i>teeth</i> tebal : 12,5 mm	Diganti
Pulley 1	Diameter : 10 in	Diameter : 8 in	Diganti
Poros 2	Diameter : 25,4 mm	Diameter : 20 mm	Diganti
Pulley 2	Diameter : 3 in	Diameter : 4 in	Diganti
Poros 2	Diameter : 25,4 mm	Diameter : 16 mm	Diganti

*Friction damping* dipengaruhi oleh gaya dan kecepatan. Gaya disini adalah beban yang diberikan kepada test rig, sedangkan untuk kecepatan adalah jarak yang ditempuh per satuan waktu apabila putaran roda gigi semakin cepat maka kecepatan semakin besar dan dampungnya semakin kecil. Damping pada roda gigi dapat disebabkan oleh gesekan serta dimensi dari roda gigi itu sendiri. Dimana semakin besar dimensi maka semakin besar pula beban yang akan diputar.

Jumlah gigi pada roda gigi mempengaruhi gesekan yang terjadi pada roda gigi. Berikut adalah rumusan jumlah gigi pada roda gigi :

Untuk standar British :

$$d = \frac{N_t}{P} \quad (2.24)$$

dimana :

d : diameter (inch)

Nt : jumlah gigi

P : diametral pitch

Standar P (gigi/inch)

Kasar : 2 ; 2.25 ; 2.5 ; 3 ; 4 ; 6 ; 8 ; 10 ; 12 ; 16

Halus : 20 ; 24 ; 32 ; 40 ; 48 ; 64 ; 80 ; 96 ; 120 ; 150 ; 200

Untuk standar SI

$$d = m \cdot N_t \quad (2.25)$$

dimana :

d : diameter (mm)

Nt : jumlah gigi

m : modul

Standar modul :

0.3 ; 0.4 ; 0.5 ; 0.6 ; 0.7 ; 0.8 ; 1 ; 1.25 ; 1.5 ; 1.75 ; 2 ; 2.25 ; 2.5 ;  
2.75 ; 3 ; 3.25 ; 3.5 ; 3.75 ; 4 ; 4.25 ; 4.5 ; 5 ; 5.5 ; 6 ; 6.5 ; 7 ; 8 ; 9 ; 10 ; 11 ; 12 ; 13 ; 14 ; 15 ;  
16 ; 18 ; 20 ; 22 ; 24 ; 26 ; 28 ; 30 ; 33 ; 36 ; 39 ; 42 ; 45 ; 50 ; ....+  
5

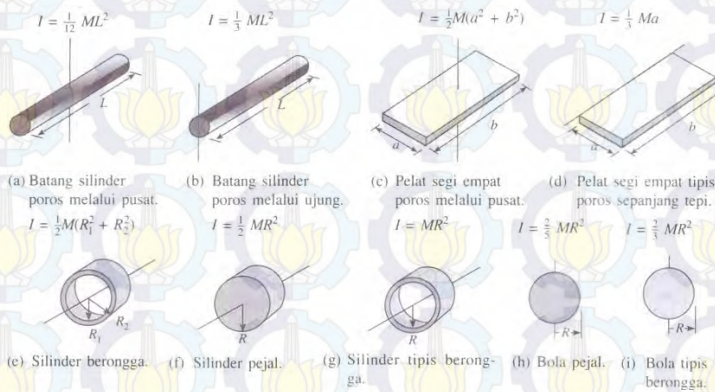
Syarat :

Nt bilangan utuh

m dan P adalah standar

Untuk mengurangi *friction damping*, selain dengan memperbanyak jumlah gigi pada roda gigi, dimensi juga diperkecil. Diameter pada roda gigi diperkecil dengan tujuan agar massa pada roda gigi tidak menghambat putaran roda gigi yang disebabkan karena berat dan momen inersia yang terjadi dari roda gigi itu sendiri. Diharapkan dengan diperkecilnya roda gigi maka putaran roda gigi bisa lebih cepat berotasi, putaran lebih konstan, lebih smooth serta tidak banyak kehilangan daya sehingga dapat mengurangi *friction damping*.

Inersia adalah kecenderungan benda untuk mempertahankan keadaanya (tetap diam atau bergerak). Benda yang sukar bergerak dikatakan memiliki inersia yang besar. Momen inersia mengacu pada gaya yang dibutuhkan untuk menyebabkan objek berputar untuk mengubah menjadi kecepatan. Jadi momen inersia adalah ukuran dari besarnya kecenderungan benda berotasi yang ditentukan oleh keadaan benda tersebut



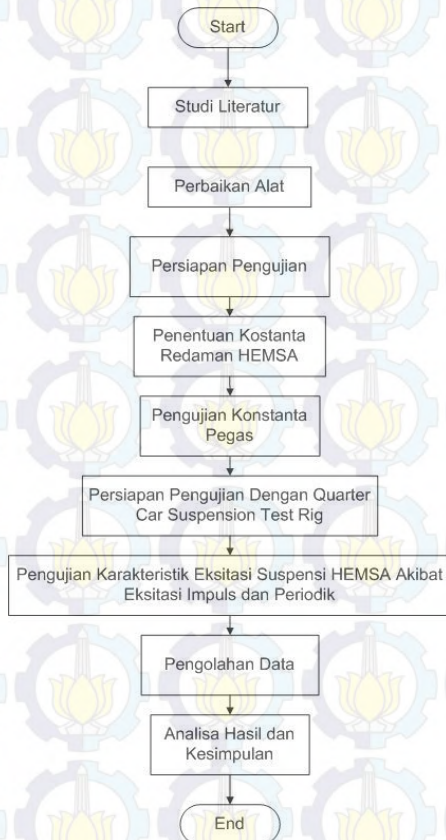
Gambar 2.24 Momen inersia pada beberapa bentuk benda



## BAB III METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 Diagram Alir Penelitian

Tahapan–tahapan pengujian HEMSA dapat dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut :



Gambar. 3.1 *Flowchart* penelitian

### 3.1.1 Study Literatur dan Survei Alat Uji

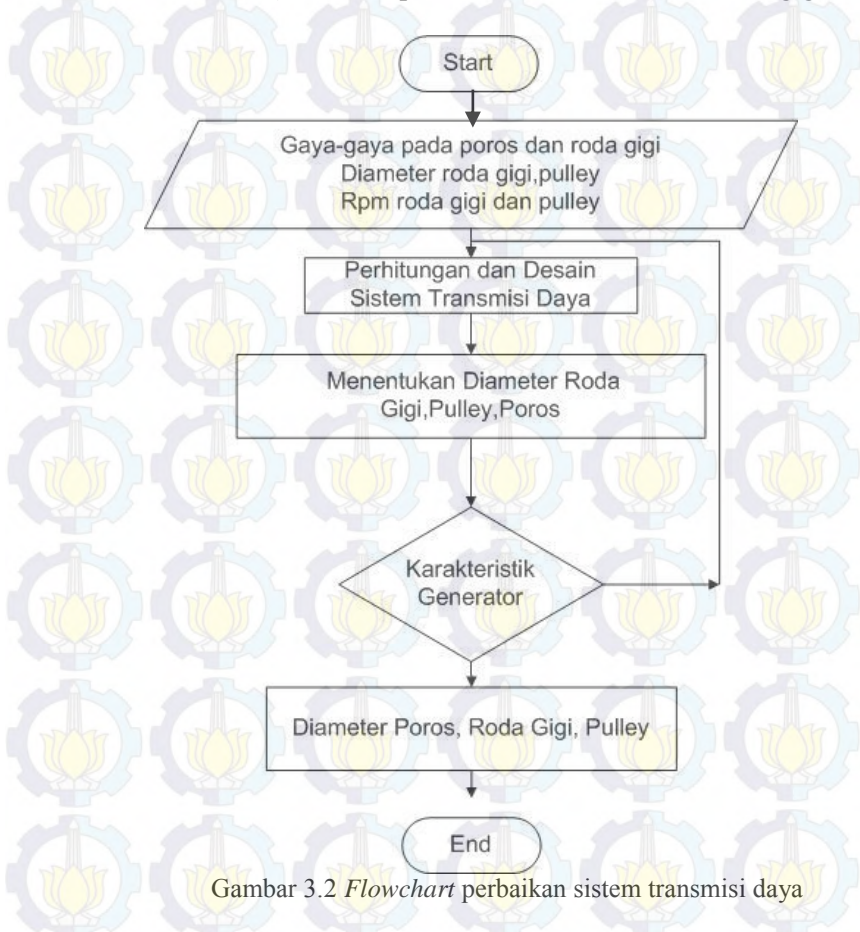
Pada tahap *study* literatur penulis melakukan kajian dan mengambil beberapa teori penunjang dari buku-buku, artikel, jurnal ilmiah dan penelitian terdahulu. Dari teori mengenai *shock absorber* dan pemanfaatan energi pada suspensi kendaraan, diharapkan dapat menambah wawasan dalam mengerjakan laporan serta membantu dalam menganalisa dan membahas hasil pengujian pada penelitian ini.

Tahap survei alat ini berfungsi untuk menentukan dimensi, massa uji, *exciter* yang digunakan pada pengujian. Alat uji yang digunakan adalah *suspension test rig* yang tersedia di Lab. Design Teknik Mesin ITS.

### 3.1.2 Perbaikan Sistem Transmisi Daya

Pada penelitian yang terdahulu dimensi dari transmisi daya yang telah dibuat dirasa terlalu besar, oleh karena itu pada penelitian ini maka dilakukan *redesign* transmisi daya yang dengan memperkecil dimensi dari transmisi daya yang ada. Dengan memperkecil transmisi daya maka putaran pada roda gigi diharapkan lebih halus, *losses* akan berkurang serta dapat mencapai rpm dan torsi yang diinginkan sesuai dengan spesifikasi generator.

Berikut adalah *flowchart* perbaikan sistem transmisi roda gigi



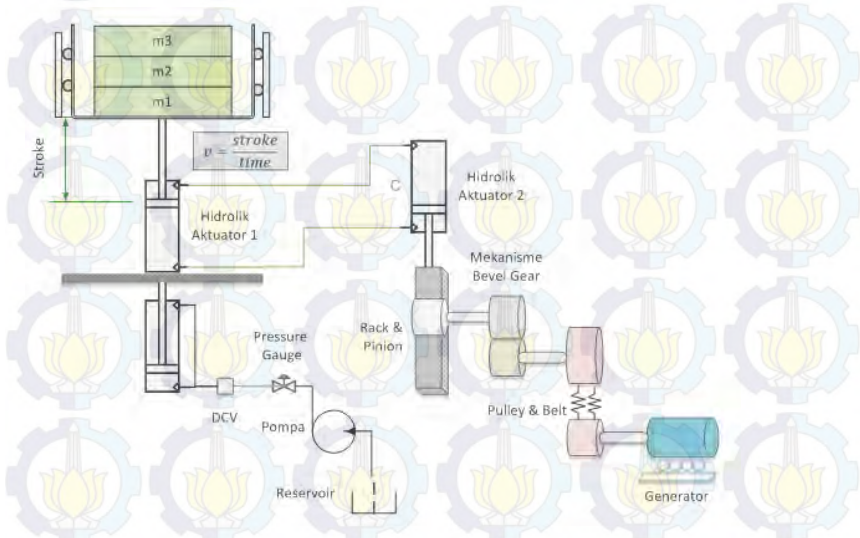
Gambar 3.2 *Flowchart* perbaikan sistem transmisi daya

### 3.1.3 Pengujian Nilai Koefisien Redaman *Hydraulic Electro Mechanic Shock Absorber* (HEMSA)

Penentuan nilai koefisien redaman *hydraulic electro mechanic shock absorber* (HEMSA) adalah dengan pengujian statis pada gaya redaman. Pengujian statis dibagi menjadi 3, yaitu, pengujian *viscouse damping* dan *friction damping*,

*viscouse damping* dan *friction damping* serta *electrical damping* tanpa pembebanan, dan *viscouse damping* dan *friction damping* serta *electrical damping* dengan pembebanan akumulator (aki). Ke – 3 pengujian ini dilakukan bertujuan untuk mengetahui besarnya nilai koefisien redaman untuk masing-masing pembebanan serta nilai distribusi redaman akibat *viscouse damping*, *friction damping* dan *electrical damping*.

Skema pengujian nilai redaman *hydraulic elektro mekanik shock absorber* ditunjukkan pada Gambar 3.3 dibawah ini.



Gambar 3.3 Skema pengujian statis

Pada kasus ini, pengujian gaya redaman dilakukan dengan cara memberikan massa uji yang bervariasi pada *quarter car suspension test rig*, massa uji tersebut sebagai gaya redaman



yang akan mendorong hidrolik dari posisi *full stroke* (titik mati atas) sampai titik mati bawah. Pada kondisi awal *rod hydraulic* dikondisikan pada titik mati atas. Jarak titik atas ke titik mati bawah diukur dan dicatat waktu tempuhnya kemudian dikonversi sehingga didapatkan kecepatan, pengujian ini dilakukan pada berbagai variasi dari massa uji dan pembebanan.

Dari tugas akhir sebelumnya didapatkan data *viscous damping* saat ekspansi dan kompresi :

Tabel 3.1 Konstanta redaman *viscous damping (compression)*

UJI KONSTANTA REDAMAN VISCOUS				
Berat (N)	WAKTU (s)	STROKE (m)	KECEPATAN (m/s)	C (Ns/m)
0	0	0	0	0
279.095	0.51	0.32	0.62745	444.8068594
279.095	0.54	0.32	0.59259	470.9719688
279.095	0.57	0.32	0.56140	497.1370781
328.145	0.48	0.32	0.66667	492.21675
328.145	0.50	0.32	0.64000	512.7257813
328.145	0.47	0.32	0.68085	481.9622344
377.195	0.39	0.32	0.82051	459.7057969
377.195	0.41	0.32	0.78049	483.2804531
377.195	0.4	0.32	0.80000	471.493125

Tabel 3.2 Konstanta redaman *viscous damping (rebound)*

UJI KONSTANTA REDAMAN VISCOUS				
Berat (N)	WAKTU (s)	STROKE (m)	KECEPATAN (m/s)	C (Ns/m)
0	0	0	0	0
-245.250	0.61	0.32	-0.52459	467.5078
-245.250	0.63	0.32	-0.50794	482.8359
-245.250	0.6	0.32	-0.53333	459.8438
-294.300	0.59	0.32	-0.54237	542.6156
-294.300	0.54	0.32	-0.59259	496.6313
-294.300	0.54	0.32	-0.59259	496.6313
-343.350	0.48	0.32	-0.66667	515.025
-343.350	0.42	0.32	-0.76190	450.6469
-343.350	0.49	0.32	-0.65306	525.7547

Untuk mendapatkan konstanta redaman *viscous* saat *compression* dan *rebound* dilakukan perhitungan menggunakan persamaan  $F_d = C \cdot v$ , maka  $C = F_d / v$ . Dengan contoh perhitungan sebagai berikut:

Diketahui: Stroke = 0.32 m

Beban = 377.195

Waktu yang didapat saat pengujian yang = 0.4 s

Maka dapat dihitung kecepatan ( $v$ ) dengan rumus

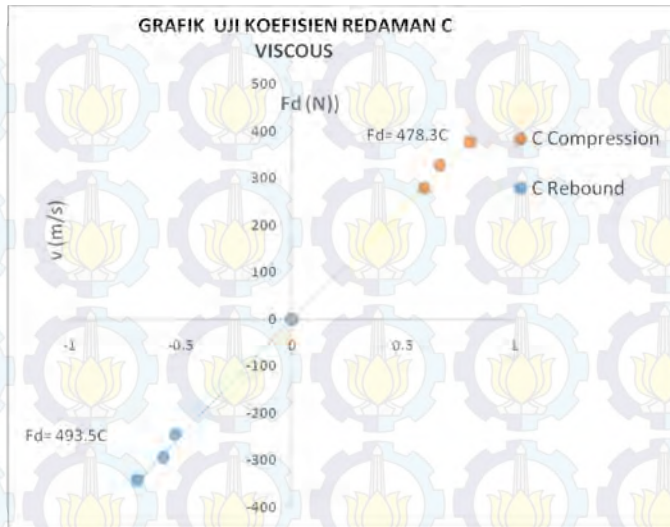
$v = \text{jarak} / \text{waktu} = 0.32 \text{ m} / 0.4 \text{ s} = 0.8 \text{ m/s}$

Maka nilai  $C = F / v$

$= 377.195 / 0.8 \text{ m/s}$

$= 471.493 \text{ Ns/m}$

Dari data tabel 3.1 dan 3.2 dituangkan kedalam bentuk grafik gaya redaman fungsi kecepatan, untuk mengetahui distribusi linier dari konstanta redaman *hydraulic (viscous damping)*. Berikut adalah grafik konstanta redaman *hydraulic (viscous damping)*:



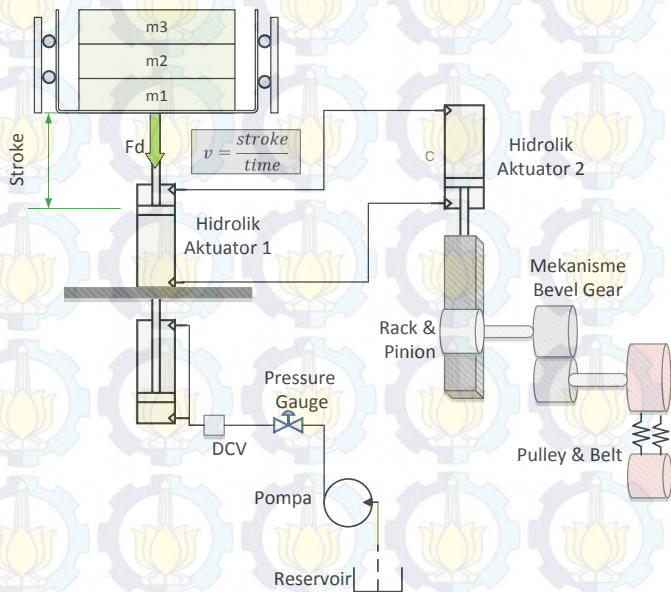
Gambar 3.4 Grafik gaya redaman fungsi kecepatan *viscous damping*

Pada gambar 3.4 bahwa pada nilai konstanta redaman saat kompresi adalah 478.3 Ns/m, kemudian pada saat *rebound* nilai konstanta redaman adalah 493.5 Ns/m. Sehingga, nilai konstanta redaman *hydraulic* adalah rata-rata dari kompresi dan ekspansi yaitu 485.9 Ns/m.

Berdasarkan rumus gaya redaman yaitu  $F_d = C v$ , dari rumus teoritis tersebut kita dapat mengetahui jika seiring bertambahnya gaya redaman ( $F_d$ ) maka kecepatan ( $v$ ) juga akan naik, oleh sebab itu trendlinennya cenderung linier naik keatas.

Berdasarkan grafik dan tabel nilai aktual jika dibandingkan dengan teori adalah sama, sehingga dapat dilihat semakin besar nilai gaya redaman ( $F_d$ ) terhadap kecepatan ( $v$ ), maka semakin naik keatas nilai grafiknya, tetapi berdasarkan tabel nilai konstanta redaman, baik itu kompresi dan ekspansi nilainya cenderung semakin kecil.

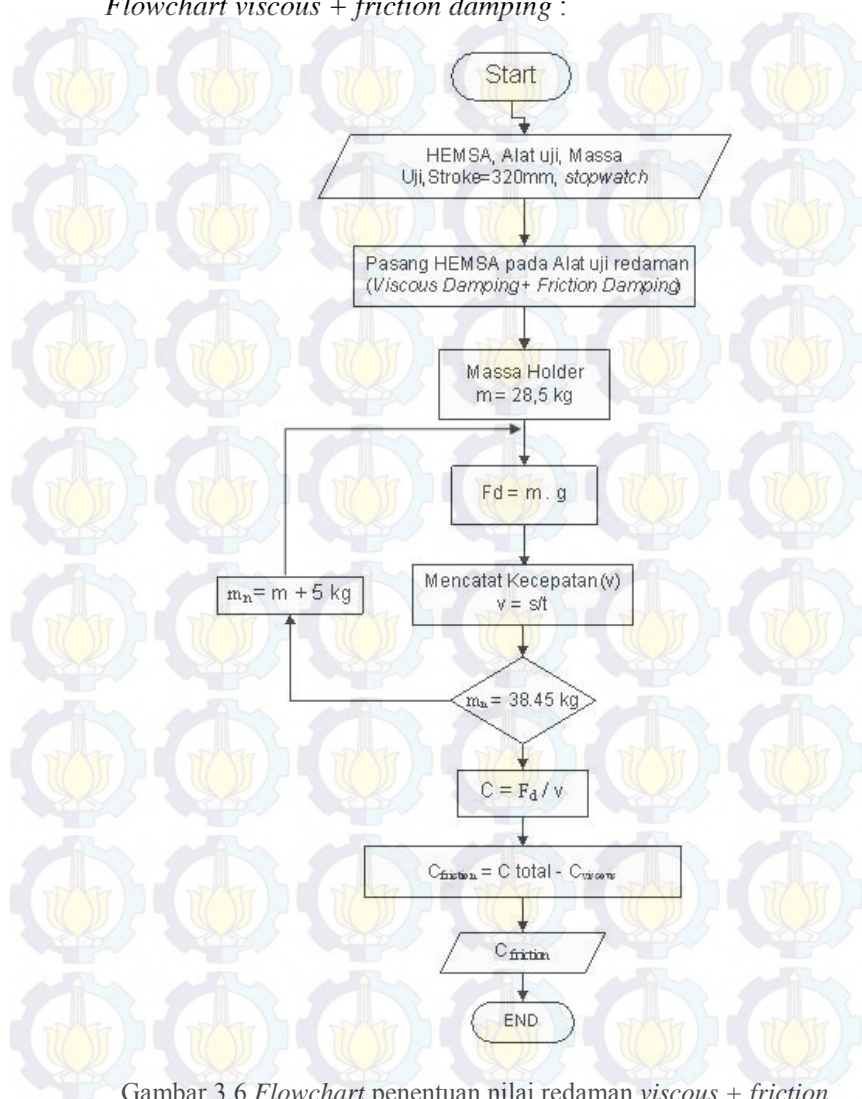
a) *Flowchart* dan skematik penentuan nilai redaman *viscous damping + friction damping*



Gambar 3.5 Skematik penentuan nilai redaman *viscous + friction*

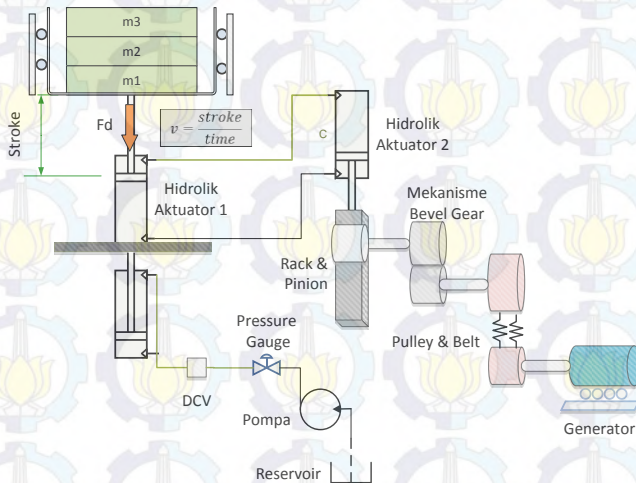


*Flowchart viscous + friction damping :*



Gambar 3.6 Flowchart penentuan nilai redaman viscous + friction

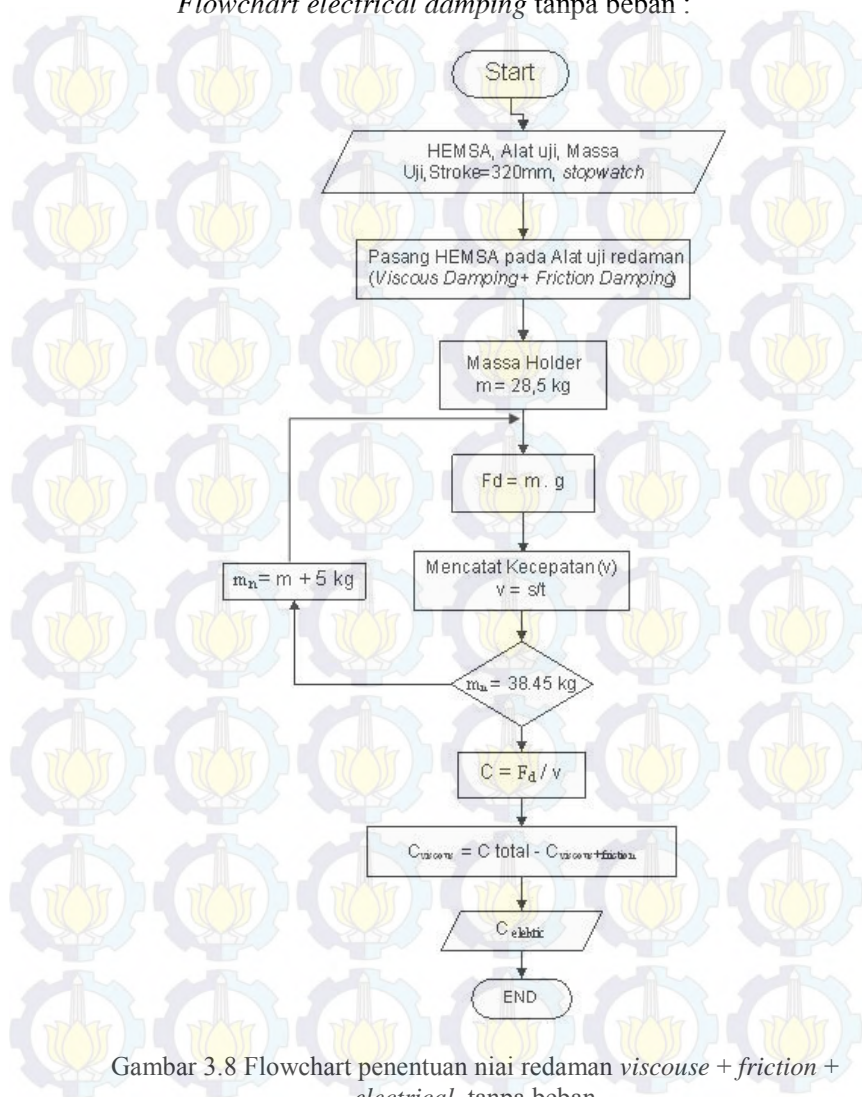
b) *Flowchart* dan skematik penentuan nilai redaman *viscous damping + friction damping + electrical damping* tanpa beban



Gambar 3.7 Skematik penentuan nilai redaman *viscous + mechanical + electrical* tanpa beban

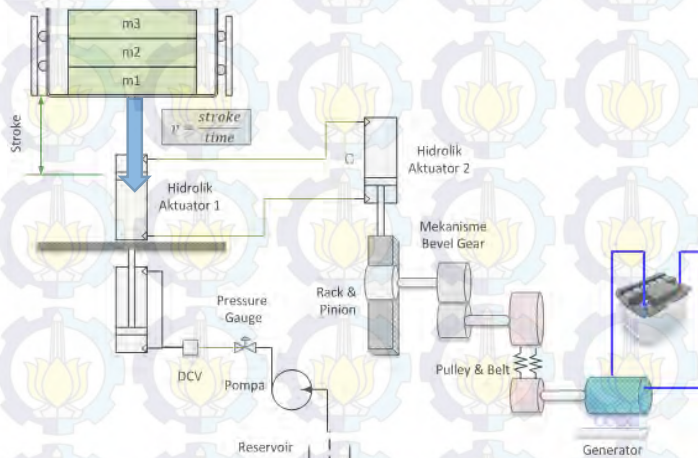
Perhitungan nilai gaya redaman pada *electrical damping* tanpa pembebanan adalah dengan menghubungkan Hydraulic Aktuator 1, Hydraulic Aktuator 2, rack & pinion, mekanisme *bevel gear*, *pulley & belt* dengan memvariasikan beberapa beban agar didapat nilai grafik  $C_{\text{viscouse}+\text{friction}+\text{ED}} \text{ tanpa beban} = f(m_1, m_2, m_3)$ , sehingga  $C_{\text{ed}} \text{ tanpa beban} = C_{\text{viscouse}+\text{friction}+\text{ed}} \text{ tanpa beban} - C_{\text{viscouse}} - C_{\text{friction}}$

*Flowchart electrical damping tanpa beban :*



Gambar 3.8 Flowchart penentuan nilai redaman *viscous + friction + electrical* tanpa beban

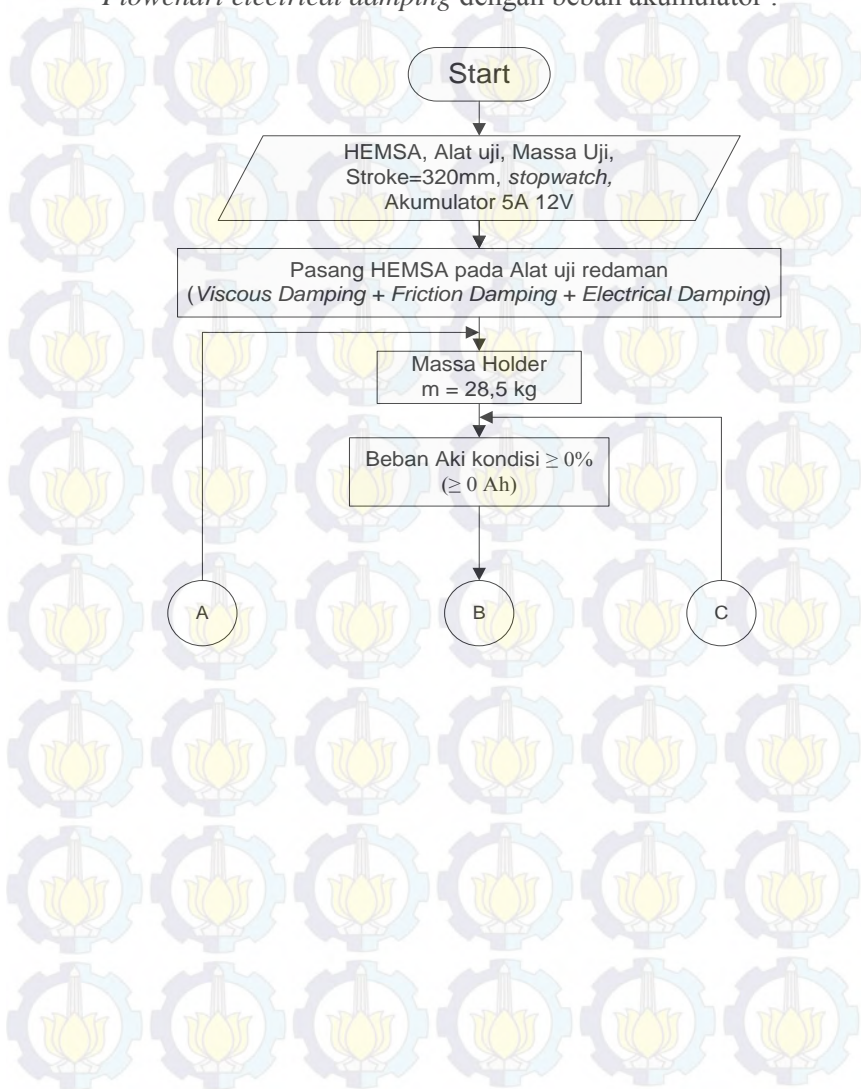
a) *Flowchart & skematik penentuan nilai redaman viscouse damping + mechanical damping + electrical damping dengan beban akumulator*

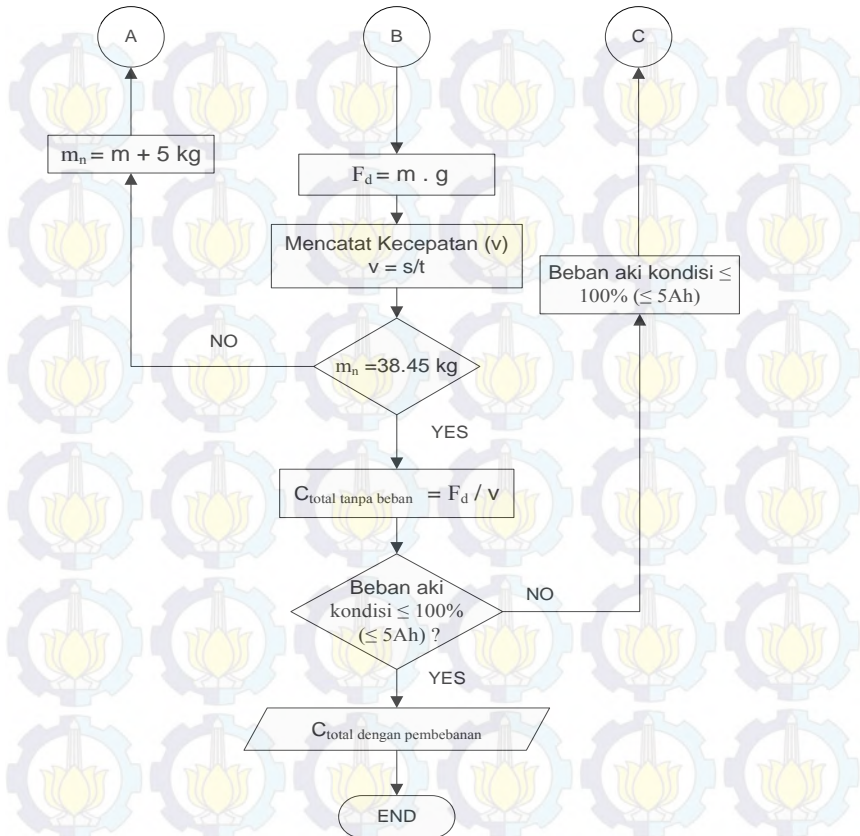


Gambar 3.9 Skematik penentuan nilai redaman *viscouse + friction + electrical* dengan beban akumulator



*Flowchart electrical damping dengan beban akumulator :*

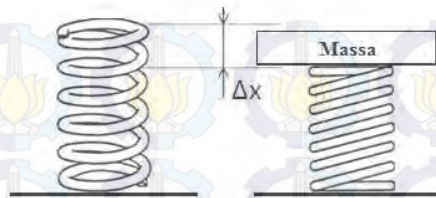




Gambar 3.10 Flowchart penentuan nilai redaman viscouse + friction + electrical dengan beban aki

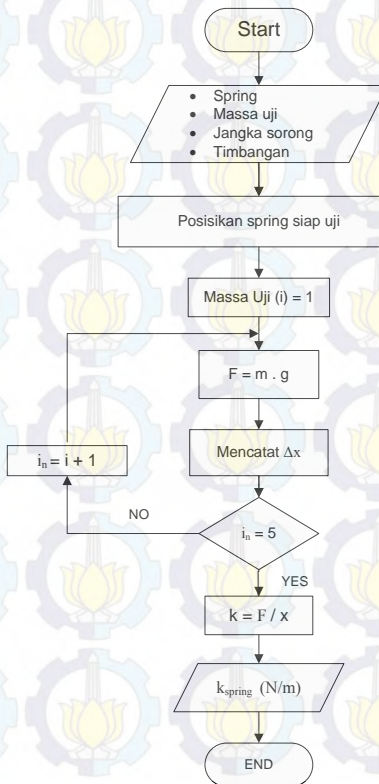
### 3.1.4 Pengujian Konstanta Pegas

Pengujian konstanta dilakukan dengan memberikan massa penekanan pada *spring* kemudian dicatat perubahan panjang pada *spring* ( $\Delta x$ ). Dari data yang diperoleh akan dihitung nilai konstanta pegas ( $k$ ) sesuai dengan Hukum Hooke, yaitu  $F = k \cdot \Delta x$ .



Gambar 3.11 Skema pengujian konstanta pegas

Berikut adalah *flowchart* pengujian konstanta pegas.



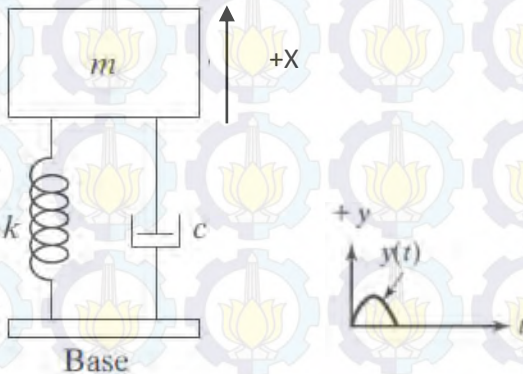
Gambar 3.12 *Flowchart* pengujian konstanta pegas.

### 3.1.5 Pengujian HEMSA dengan beban impulsif dan periodik

Pada tahapan pengujian mekanisme ini bertujuan untuk mengetahui karakteristik dari suspensi ketika mendapat berbagai macam gaya eksitasi dan *amplitude* terhadap *energy* bangkitan. Dari pengujian ini akan didapatkan respon massa, voltase, dan daya pada masing-masing pengujian.

#### ❖ Eksitasi Impuls

Eksitasi impuls merupakan suatu gambaran profil jalan berupa bump. Pada pengujian ini, *system* diberikan eksitasi impuls berupa variasi pembebanan resistor dan akumulator



Gambar 3.13 Eksitasi impuls

Pada pengujian eksitasi impuls, alat HEMSA dipasang pada *quarter car suspension test rig*. Pemasangannya sesuai dengan skematik diatas. alat ukur seperti *accelerometer*, diletakkan pada *sprung mass* dan *unsprung mass* yang dihubungkan ke *oscilloscope* yang digunakan untuk mengukur respon massa uji akibat eksitasi impuls. Selain itu dilakukan variasi pembebanan listrik yaitu dengan menambahkan masing-masing variasi pembebanan akumulator terisi 0%, 50% dan

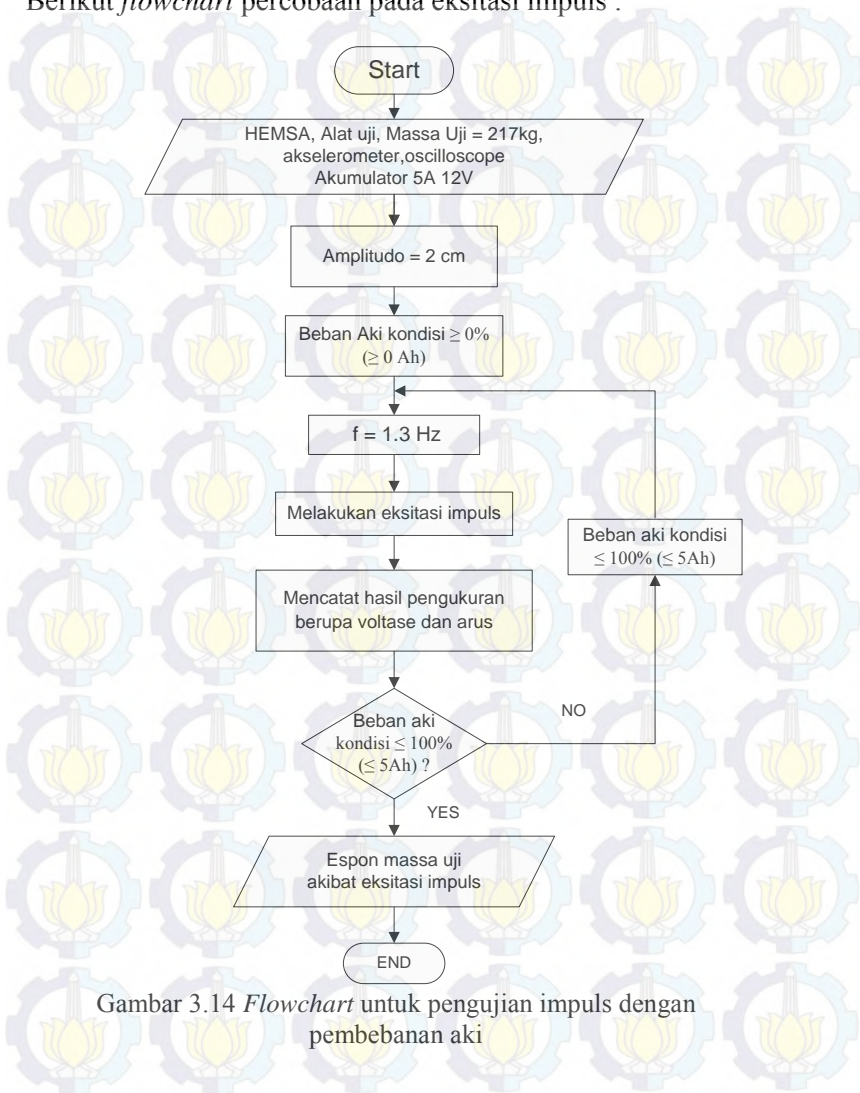


100% yang masing-masing dilihat baik respon massa ujinya dan energi bangkitannya terhadap eksitasi impuls

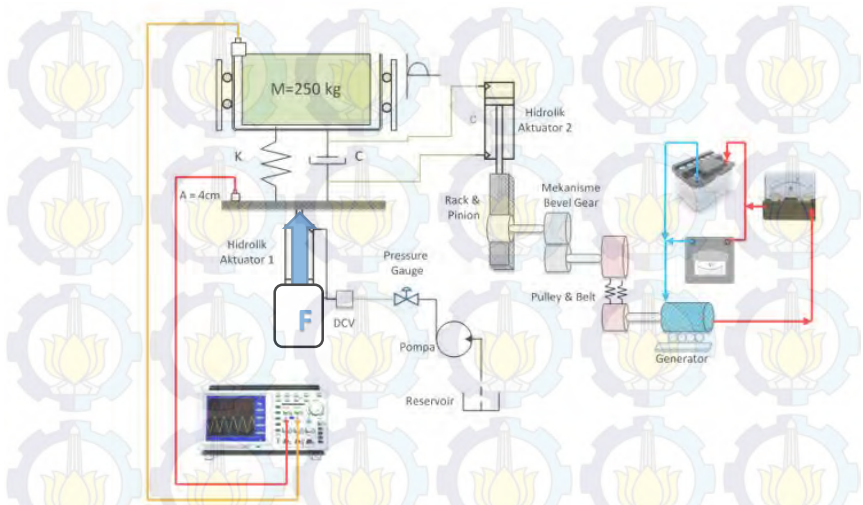
Perlakuan uji yang dilakukan adalah sebagai berikut:

- a. Input pada pengujian tersebut berupa eksitasi impuls.
- b. Massa uji yang digunakan adalah  $\frac{1}{4}$  massa kendaraan ( $m$ ) = 217 Kg
- c. Amplitudo yang diuji adalah  $A = 2$  cm
- d. Memvariasikan beban pengujian Akumulator = 0%, 50%, dan 100% ( $\geq 0 \text{ Ah}, \pm 2,5 \text{ Ah}, \leq 5 \text{ Ah}$ )
- e. Mencatat arus induksi dan voltage bangkitan yang dihasilkan pada HEMSA.
- f. Menganalisa respon massa uji pada (*sprung mass*) dan massa landasan (*unsprung mass*) akibat dari eksitasi yang diberikan

Berikut *flowchart* percobaan pada eksitasi impuls :



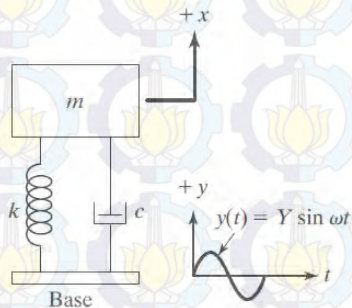
Gambar 3.14 *Flowchart* untuk pengujian impuls dengan pembebanan aki



Gambar 3.15 Skematik eksitasi impuls

## ❖ Eksitasi periodik

Eksitasi periodik merupakan suatu gambaran profil jalan yang banyak terjadi gelombang. Pada pengujian ini, *system* diberikan eksitasi harmonik berupa variasi pembebanan listrik.



Gambar 3.16 Eksitasi periodik

Pada pengujian eksitasi periodik, alat HEMSA dipasang pada *quarter car suspension test rig*. Pemasangannya sesuai dengan skematik diatas. alat ukur seperti accelerometer, diletakkan pada *sprung mass* dan *unsprung mass* yang dihubungkan ke *oscilloscope* yang digunakan untuk mengukur respon massa uji akibat eksitasi impuls. Selain itu dilakukan variasi pembebanan listrik yaitu dengan menambahkan masing-masing variasi pembebanan akumulator terisi 0%, 50% dan 100% yang masing-masing dilihat baik respon massa ujinya dan energi bangkitannya terhadap eksitasi periodik

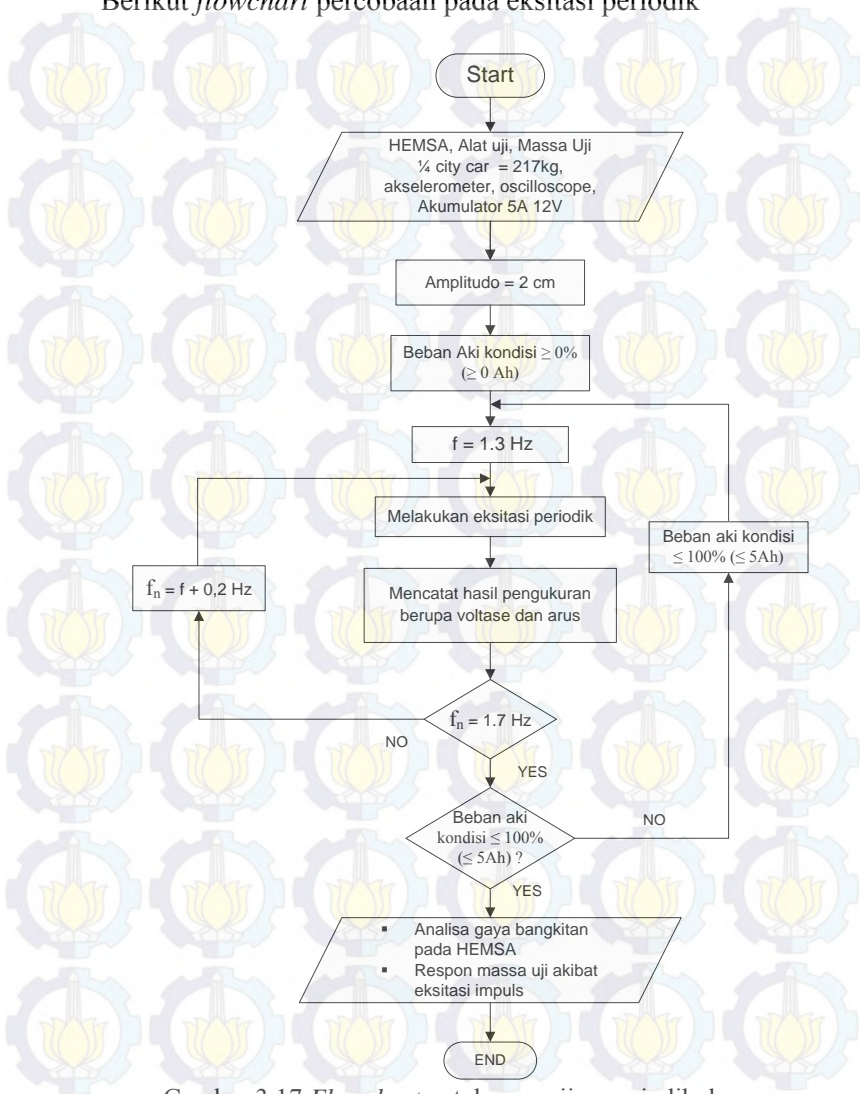
A. Pengujian dengan eksitasi periodik

Perlakuan uji yang dilakukan adalah sebagai berikut:

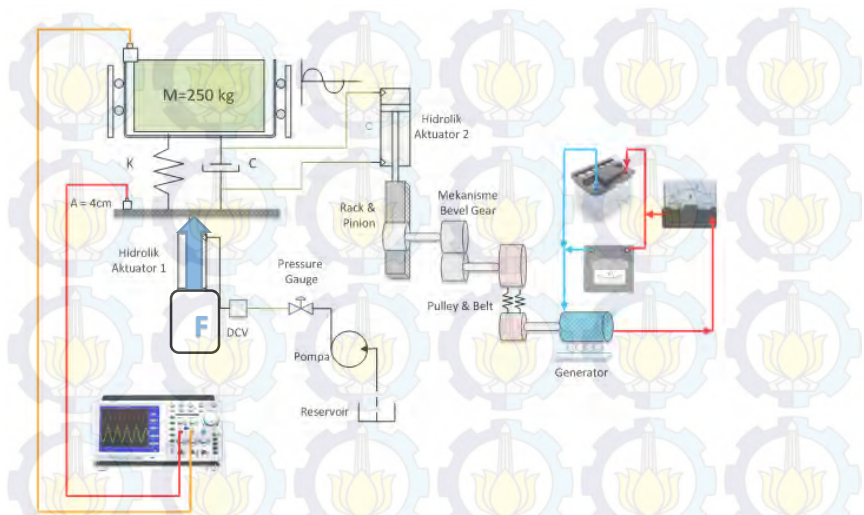
- a. Input pada pengujian tersebut berupa eksitasi periodik
- b. Massa uji yang digunakan adalah  $\frac{1}{4}$  massa kendaraan ( $m$ ) = 217 Kg
- c. Amplitudo yang diuji adalah  $A = 2$  cm
- d. Memvariasikan beban pengujian Akumulator = 0%, 50%, dan 100% ( $\geq 0$  Ah,  $\pm 2,5$  Ah,  $\leq 5$  Ah)
- e. Mencatat arus induksi dan voltage bangkitan yang dihasilkan pada HEMSA.
- f. Membuat grafik dan membandingkan pada tiap variasi amplitudo dan frekuensi terhadap daya bangkitan dari tiap-tiap suspensi tersebut.
- g. Menganalisa respon massa uji pada (*sprung mass*) dan massa landasan (*unsprung mass*) akumulator akibat dari eksitasi yang diberikan.



Berikut *flowchart* percobaan pada eksitasi periodik



Gambar 3.17 *Flowchart* untuk pengujian periodik dengan pembebanan aki

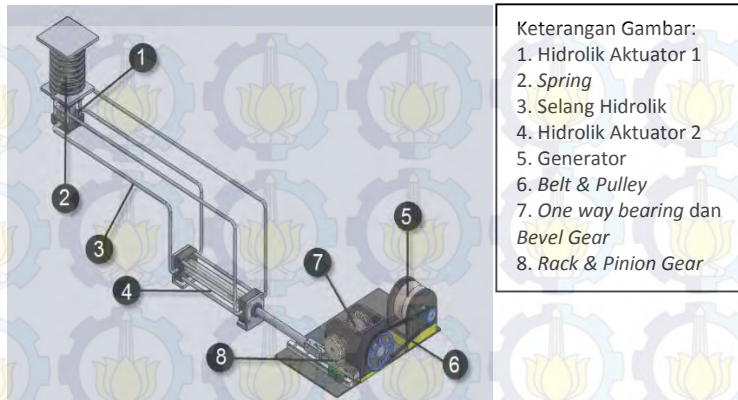


Gambar 3.18 Skematik eksitasi periodik

### 3.2 Peralatan yang Digunakan

#### 3.2.1 *Hydraulic Electro Mechanic Shock Absorber (HEMSA)*

HEMSA merupakan suatu alat ini memanfaatkan gerak translasi pada sistem suspensi berupa *cylinder hydraulic*, yang akan mendistribusikan aliran fluida ke *cylinder hydraulic* lainnya sebagai aktuator. Gerak translasi aktuator akan dikonversi menjadi gerak rotasi dengan menggunakan mekanisme *rack and pinion gear*, kemudian gerak rotasi diteruskan oleh *gearbox* yang di dalamnya terdapat *bevel gear* dan menggunakan *one-way bearing* untuk membuat putaran yang searah. Kemudian, putaran dari *gearbox* tersebut nantinya akan disambungkan dengan *pulley* dan *belt* menuju generator yang berfungsi untuk menghasilkan listrik.



Gambar 3.19 *Hydraulic Electro Mechanic Shock Absorber* (HEMSA)

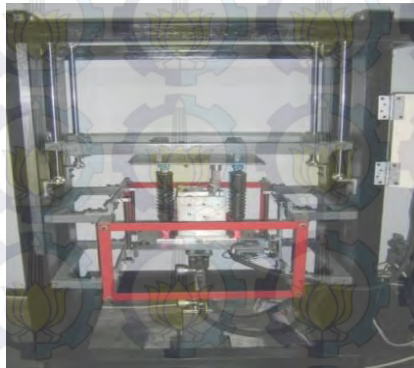
Spesifikasi dari alat HEMSA adalah sebagai berikut:

Tabel 3.3 Spesifikasi HEMSA

Komponen	Spesifikasi (Unit)
Diameter <i>Cylinder Hydraulic</i> Aktuator 1	30 mm
Diameter rod <i>Cylinder Hydraulic</i> Aktuator 1	18 mm
Stroke Maximum <i>Cylinder Hydraulic</i> Aktuator 1	320 mm
Diameter <i>Cylinder Hydraulic</i> Aktuator 2	40 mm
Diameter rod <i>Cylinder Hydraulic</i> Aktuator 2	25 mm
Stroke Maximum <i>Cylinder Hydraulic</i> Aktuator 2	200 mm
Perbandingan Rack : Pinion	2,5:1
Perbandingan Bevel gear	3:1
Perbandingan Pulley	2:1
Konfigurasi Port	2 Compression, 1 Rebound
Fluida Kerja	SAE 10W

### 3.2.2 *Suspension test rig*

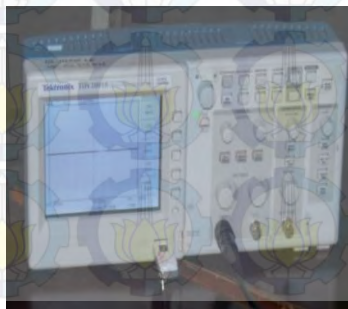
Suspension test rig digunakan untuk melakukan studi eksperimental karakteristik HEMSA, damping, dan spring. Model pengujian dari alat ini adalah *quarter model*, dimana pada suspensi yang diuji merepresentasikan  $\frac{1}{4}$  massa kendaraan.



Gambar 3.20 *Suspension test rig*

### 3.2.3 *Oscilloscope*

*Oscilloscope* adalah alat yang dapat menunjukkan grafik sinusoidal voltase bangkitan dari sebuah sistem yang telah dihubungkan sebelumnya. Alat ini dihubungkan dengan HEMSA untuk mengetahui voltase bangkitan dari alat tersebut.



Gambar 3.21 *Oscilloscope*



### 3.2.4 Akumulator (Aki)

Akumulator atau yang sering disebut aki adalah sebuah elemen volta elektronika yang berfungsi untuk menyimpan energi listrik. Namun pada penelitian ini, aki direpresentasikan sebagai beban hambatan, yang mana akan dihubungkan pada output dari *oscilloscope*. Hal itu dilakukan untuk mendapatkan nilai voltase baru dari HEMSA, yang kemudian diolah untuk mendapatkan besar arus listrik ( $I$ ) dalam satuan ampere. Arus listrik tersebut dibutuhkan untuk mendapatkan daya yang dihasilkan oleh HEMSA dalam watt.



Gambar 3.22 Aki

Dalam penelitian ini pembebanan akumulator dikondisikan dalam tiga kondisi, yakni

- a)  $\geq 0$  % atau dalam kondisi yang mendekati 0 Ampere hour (Ah)

Cara pengkondisian  $\geq 0$  % dilakukan dengan cara menguras kapasitas akumulator dengan melihat kapasitas maksimum akumulator, lalu menghitung lama pemasangan beban yang akan dipasang untuk menghabiskan kapasitas Ah pada akumulator.

Digunakan beban ( lampu 60 watt ) dengan kapasitas Akumulator 5Ah dengan spesifikasi 12 Volt 5 Ampere maka lama pengurangan kapasitas akumulator selama 5 jam

- b)  $\pm 50 \%$  atau dalam kondisi yang mendekati 2,5 Amper hour (Ah)

Cara pengkondisian  $\pm 50 \%$  dilakukan dengan cara menguras kapasitas akumulator sama dengan kondisi  $\geq 0 \%$  dengan menggunakan lampu 60 watt dengan lama pengurangan kapasitas akumulator selama 2,5 Jam

- c)  $\leq 100 \%$  atau dalam kondisi yang mendekati 5 Amper hour (Ah)

Cara pengkondisian  $\leq 100 \%$  dilakukan dengan cara memasang akumulator yang masih dalam kondisi baru atau dengan cara mengisi kapasitas akumulator hingga penuh. 50

### 3.2.5 Jangka Sorong

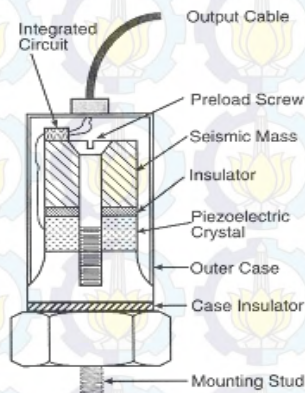
Jangka sorong adalah alat ukur yang ketelitiannya dapat mencapai seperseratus milimeter. Jangka sorong mempunyai dua rahang, yaitu rahang tetap dan rahang sorong. Pada rahang tetap terdapat skala utama dan pada rahang sorong terdapat skala nonius atau skala vernier. Skala nonius ini panjangnya 9 mm yang terbagi menjadi 10 skala dengan tingkat ketelitian 0,1 mm.

### 3.2.6 Stopwatch

Stopwatch adalah alat untuk mengukur waktu dalam satuan sekon. Pada penelitian ini stopwatch digunakan sebagai timer ketika HEMSA diberikan eksitasi selama waktu tertentu.

### 3.2.7 Akselerometer

Akselerometer adalah sebuah transduser yang berfungsi untuk mengukur percepatan, mendeteksi dan mengukur getaran, ataupun untuk mengukur percepatan akibat gravitasi bumi. Akselerometer juga dapat digunakan untuk mengukur getaran yang terjadi pada kendaraan, bangunan, mesin, dan juga bisa digunakan untuk mengukur getaran yang terjadi di dalam bumi, getaran mesin, jarak yang dinamis, dan kecepatan dengan ataupun tanpa pengaruh gravitasi bumi.



Gambar 3.23 Akselerometer

### 3.2.8 Multimeter

Multimeter adalah alat pengukur listrik yang sering dikenal sebagai AVO-meter (Ampere/Volt/Ohm meter) yang dapat mengukur tegangan (voltmeter), hambatan (ohm-meter), maupun arus (ampere-meter).

### 3.2.9 Permanent Magnet Generator (PMG-100)

*Permanent Magnet Generator* merupakan generator sinkron yang menggunakan magnet permanen di rotornya. PMG ini berfungsi sebagai penyuplai arus eksitasi ke *exciter stator*. Pada saat awal generator berputar, tegangan GGL akan



dibangkitkan di PMG stator. Tegangan 3 fasa pada PMG stator tersebut akan dihubungkan ke AVR (*Automatic Voltage Regulator*). AVR akan berfungsi sebagai *rectifier* yang menyearahkan arus AC dari PMG menjadi arus DC. Setelah itu perangkat elektronika daya pada AVR akan mengatur tegangan eksitasi ke *exciter stator*. Sama seperti generator pada umumnya, pada PMG juga terdapat rotor dan stator. Rotor menggunakan magnet permanen dan stator merupakan kumparan jangkar. Pada PMG akan dibangkitkan tegangan 3 fasa yang dinotasikan P2, P3, dan P4. Magnet permanen adalah magnet yang diletakkan pada inti rotor PMG. Rotor PMG yang terdapat magnet permanen diletakkan seporos dengan exciter rotor dan main rotor.

Pada pengujian ini menggunakan generator magnet permanen dengan model PMG-100 yang mampu menghasilkan power sebesar 100 watt.



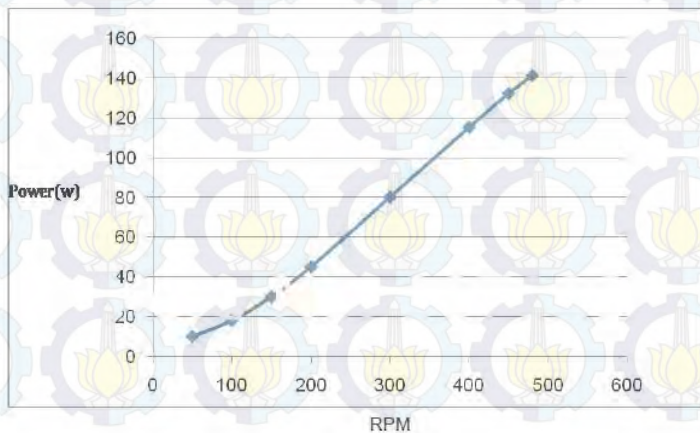
Gambar 3.24 *Permanent Magnet Generator Model PMG-100*



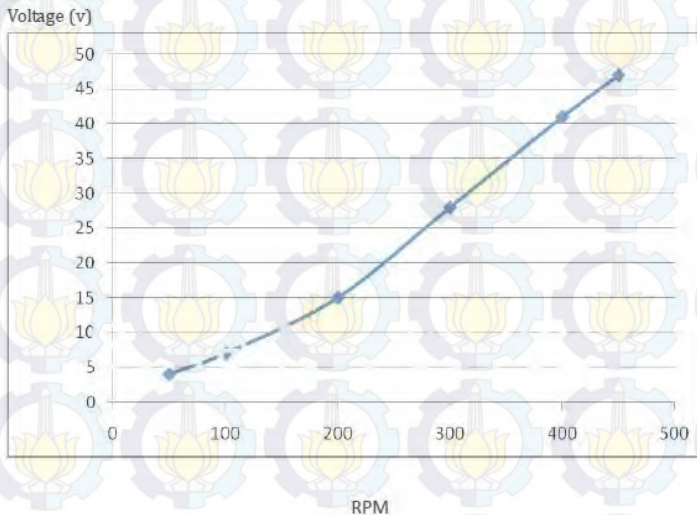
Spesifikasi dari generator magnet permanen yang digunakan seperti berikut:

Tabel 3.4 Spesifikasi Permanent Magnet Generator

Model	PMG-100	PMG-200	PMG-300	PMG-400	PMG-500	PMG-600
Rated power	100w	200w	300w	400w	500w	600w
Maximum power	130w	230w	350w	450w	550w	650w
Rated voltage	12/24v	12/24v	12/24v	12/24v	12/24v	24v
Rated revolution	450r/m	450 r/m	450 r/m	450 r/m	450 r/m	450 r/m
Shell material	High standard casting Aluminium alloy with TF/T6 heat reatment					
Shaft material	High standard Stainless Steel					
Shaft bearing	High standard NSK 6203					
Magnet material	NdFeB (Neodymium Iron Boron)					
Protection grade	IP 54					
Efficiency	>90%					
Starting torque(N*M)	<0.2	<0.2	<0.3	<0.3	<0.5	<0.5
Net weight	3.5kg	3.5kg	4.5kg	4.5kg	7.5kg	7.5kg
Dimension (height*diameter*shaft)	(one shaft) 65*145*28 mm		(one shaft) 80*145*45mm		(one shaft) 100*175*60mm	
	(two shaft) 65*145*138mm		(two shaft) 80*145*150mm		(two shaft) 100*175*150mm	
Lubrication	Lubricating grease					
Generator	Three-phase ac permanent magnet synchronous generator					



Gambar 3.25 Grafik rpm vs power dari PMG untuk daya 100watt



Gambar 3.26 Grafik rpm vs voltase dari PMG untuk daya 100watt  
12v

### 3.3 Pengolahan Data Hasil Pengujian

Data yang diperoleh dari hasil pengujian beberapa dari antaranya diolah dengan menggunakan aplikasi Microsoft excel, seperti penentuan grafik konstanta pegas dan konstanta redaman baik proses compresiion dan rebound, data tersebut disajikan dalam bentuk tabel dan grafik dan grafik respon percepatan yang didapatkan dari *oscilloscope* berupa data excel diolah dengan aplikasi Matlab untuk mendapatkan grafik respon percepatan terhadap waktu dan RMS (*root mean square*) dari percepatan tersebut.

## BAB IV ANALISA dan PEMBAHASAN

### 4.1 Perhitungan Transmisi

Pada penelitian ini adalah dengan merubah dimensi dari transmisi yang terdahulu, dengan memperkecil dimensi dengan tujuan mengurangi *friction damping*.

#### 4.1.1 Menghitung Gaya Tangensial

Diketahui :

$m$  : 220 kg

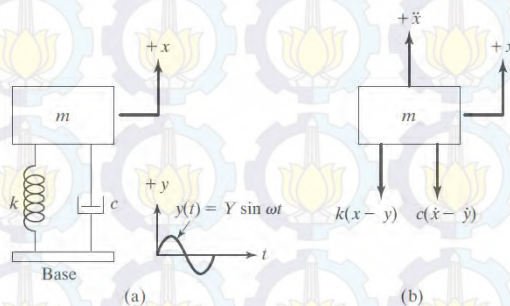
$g$  : 9,8 m/s<sup>2</sup>

$k$  : 17478 N/m

$c$  : 485,9 Ns/m

$f$  : 1,7 Hz

$A$  : 0,02 m



Gambar 4.1 Base excitation

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0$$

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = ky + c\dot{y}$$

dengan eksitasi yang diberikan pada *base* maka :

$$x_p(t) = \frac{Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{[(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2]^{\frac{1}{2}}} \sin(\omega t - \phi_1 - \alpha)$$

$$\dot{x}_p(t) = \frac{Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{[(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2]^{\frac{1}{2}}} (\omega - \phi_1 - \alpha) \cos(\omega t - \phi_1 - \alpha)$$

$$\ddot{x}_p(t) = - \frac{Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{[(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2]^{\frac{1}{2}}} (\omega - \phi_1 - \alpha)^2 \sin(\omega t - \phi_1 - \alpha)$$

Mencari gaya dorong pada silinder 1 :

$$F = c\dot{x}$$

Dengan :

$$\omega = 2\pi f$$

$$\omega = 2\pi 1,7$$

$$\omega = 10,68/s$$

Mencari kecepatan saat keadaan puncak dengan  $\phi$  dan  $\alpha$  adalah 0, maka :

$$\dot{x}_p(t) = \frac{Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{[(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2]^{\frac{1}{2}}} (\omega)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_p(t) &= \frac{0,02\sqrt{485,9^2 + (17478 \cdot 10,68)^2}}{[(17478 - 217 \cdot 10,68^2)^2 + (485,9 \cdot 10,68)^2]^{\frac{1}{2}}} (10,68) \\ &= 0,42 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Maka :

$$F = c\dot{x} = 485,9 \cdot 0,42 = 204 \text{ N}$$



#### 4.1.1.1 Gaya Tangensial Pada *Spur Gear*

Dengan menggunakan Hukum Pascal

Dimana :

$$A_1 : 706,86 \text{ mm}^2$$

$$A_2 : 1256,6 \text{ mm}^2$$

$$\frac{F}{A_1} = \frac{Ft}{A_2}$$

$$\frac{204}{706,86} = \frac{Ft}{1256,6}$$

$$Ft = 364 \text{ N}$$

$$Fr = Ft \tan \varphi = 363 \tan 20 = 132,5 \text{ N}$$

Dengan poros yang sama maka momen torsi yang terjadi adalah sama maka :

$$Mt = Ft \times r = 364 \times 22,86 = 8321,04 \text{ Nmm} = 8,32104 \text{ Nm}$$

Mencari rpm pada *Spur Gear*

Perbandingan debit aliran fluida

$$R_1 : 15 \text{ mm} ; v_1 : 0,42 \text{ mm}$$

$$R_2 : 20 \text{ mm} ; v_2 : ?$$

$$v_1 \pi (R_1)^2 = v_2 \pi (R_2)^2$$

$$\pi (15)^2 20 = \pi (20)^2 h_2$$

$$v_2 = 0,23 \text{ m/s}$$

Maka :

$$\frac{\omega_{pinion}}{v_{rack}} = \frac{1}{r_{pinion}}$$

$$\frac{\omega_{pinion}}{230 \text{ mm/s}} = \frac{1}{22,86 \text{ mm}}$$

$$\omega_{pinion} = 10 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 1,6 \text{ rps} = 95 \text{ rpm}$$

❖ Diagram kecepatan



#### 4.1.1.2 Gaya Tangensial Pada *Bevel Gear*

Rumus gaya tangensial pada *bevel gear* adalah sebagai berikut

$$F_t = \frac{M_t}{r} = \frac{8321,04 \text{ Nmm}}{40,64 \text{ mm}} = 204,95 \text{ N}$$

$$F_{rg} = F_t \tan \phi \cos r = F_t \tan 20 \cos 73,2 = 21,56 \text{ N}$$

#### 4.1.2 Roda Gigi

Roda gigi yang digunakan adalah roda gigi dari gerinda tangan Makita dengan spesifikasi sebagai berikut :

Tabel 4.1 Spesifikasi roda gigi

<i>Pressure angle</i>	20
<i>Helix angle</i>	35
<i>Material</i>	SCM 415
<i>Heat treatment</i>	carburizing
<i>Tooth hardness</i>	55-60 HRC

Kecepatan pada roda gigi *bevel* (gear)

$$v = \frac{\pi \cdot dp \cdot n}{12} = \frac{\pi \cdot 3,2 \text{ in} \cdot 95 \text{ rpm}}{12} = 79,6 \text{ ft/min}$$

Menghitung *bending strength*

Metode Lewis

$S_o$  : 417 N/mm<sup>2</sup> (*safe static stress*)

$b$  : 9 mm

$y$  : 0,13 (tabel 10-2)

$K_f$  : 1

$$F_b = \frac{S_o \cdot b \cdot y}{K_f} = \frac{417 \times 9 \times 0,13}{1} = 487,89 \text{ N} = 109,68 \text{ lb}$$

Metode Agma

$K_o$  = 1,5 (tabel 10-4)

$K_v$  = 0,9 (gambar 10-21)

$K_s$  = 1

$K_m$  = 1,5 (tabel 10-5)

$J$  = 0,45 (*figure 10.22*)

$P$  = 16.625

$F_t$  = 204,95 N = 46 lb

$b$  = 0,4

$$\sigma_t = \frac{F_t \times K_o \times P \times K_m}{K_v \times b \times J} = \frac{46 \times 1,5 \times 16,625 \times 1,5}{0,9 \times 0,4 \times 0,45} = 10621 \text{ psi}$$

### Menghitung Sad

$$Sat = 27500 \text{ psi (tabel 10-7)}$$

$$K_L = 1 \text{ (tabel 10-8)}$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1 \text{ (tabel 10-9)}$$

$$Sad = \frac{Sat \times K_L}{K_T \times K_R} = \sigma_t = \frac{27500 \times 1}{1 \times 1} = 27500 \text{ psi}$$

$\sigma_t < Sad$  sehingga aman terhadap tegangan akibat bending

Analisa kekuatan gigi terhadap keausan dan kompresi

*The Buckingham equation for allowable wear load*

$$Q = \frac{2 \times dg}{dp + dg} = \frac{2 \times 27,94 \text{ mm}}{27,94 \text{ mm} + 81,28 \text{ mm}} = 0,5$$

$K = 366$  (table 10-11, dengan pinion dan gear menggunakan 55-60 HRC)

$$F_w = \frac{dp \times b \times Q \times K}{\cos^2 \psi} = \frac{27,94 \times 9 \times 0,5 \times 366}{\cos^2 35} = 68579 \text{ N} = 15417 \text{ lb}$$

### Metode Agma

*Wear load equation for helical gears from AGMA*

$$C_p = 2300 \text{ (tabel 10-12)}$$

$$C_o = 1,5 \text{ (tabel 10-4)}$$

$$C_s = 1$$

$$C_m = 1,3 \text{ (figure 10-31, second reduction)}$$

$$C_f = 1,25 \text{ (good finishing)}$$

$$C_v = 0,9 \text{ (figure 10-27)}$$



$$I = 0,1$$

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t \times C_o \times C_s \times C_m \times C_f}{C_v \times d \times b \times I}}$$

$$= 2300 \sqrt{\frac{165 \times 1,5 \times 1 \times 1,3 \times 1,25}{0,9 \times 3,2 \times 0,4 \times 0,16}}$$

$$= 107437,5 \text{ psi}$$

$$S_{ac} = 225000 \text{ psi (tabel 10-14)}$$

$$C_L = 1 \text{ (} \geq 10 \times 10^6 \text{ cycle)}$$

$$C_H = 1 \text{ (figure 10-34)}$$

$$C_T = 1$$

$$C_R = 1 \text{ (tabel 10-16, fewer than 1 failure in 100)}$$

$$S_{ac} \left[ \frac{C_L \times C_H}{C_T \times C_R} \right] = 225000 \left[ \frac{1 \times 1}{1 \times 1} \right] = 106670 \text{ psi}$$

$$\sigma_c \leq S_{ac} \left[ \frac{C_L \times C_H}{C_T \times C_R} \right]$$

Sehingga aman terhadap keausan

Kecepatan pada roda gig *bevel* (*pinion*)

$$v = \frac{\pi \cdot dp \cdot n}{12} = \frac{\pi \cdot 1,2 \text{ in} \cdot 276 \text{ rpm}}{12} = 79,5 \text{ (ft/min)}$$

Menghitung *bending strength*

Metode Lewis

So : 417 N/mm<sup>2</sup> (*safe static stress*)

b : 9 mm

y : 0,13 (tabel 10-2)

Kf : 1

$$F_b = \frac{S_o \cdot b \cdot y}{K_f} = \frac{417 \times 9 \times 0,13}{1} = 487,89 \text{ N} = 109,68 \text{ lb}$$

Metode Agma

Ko = 1,5 (tabel 10-4)

Kv = 0,9 (gambar 10-21)

Ks = 1

Km = 1,5 (tabel 10-5)

J = 0,45 (*figure 10.22*)

P = 16.625

Ft = 204,95 N = 46 lb

b = 0,4 in

$$\sigma_t = \frac{F_t \times K_o \times P \times K_m}{K_v \times b \times J} = \frac{46 \times 1,5 \times 16,625 \times 1,5}{0,9 \times 0,4 \times 0,45} = 10621 \text{ psi}$$

Menghitung Sad

Sat = 27500 psi (tabel 10-7)

K<sub>L</sub> = 1 (tabel 10-8)K<sub>T</sub> = 1

$$K_R = 1 \text{ (tabel 10-9)}$$

$$S_{ad} = \frac{S_{at} \times K_L}{K_T \times K_R} = \sigma_t = \frac{27500 \times 1}{1 \times 1} = 27500 \text{ psi}$$

$\sigma_t < S_{ad}$  sehingga aman terhadap tegangan akibat bending

Analisa kekuatan gigi terhadap keausan dan kompresi

*The Buckingham equation for allowable wear load*

$$Q = \frac{2 \times d_g}{d_p + d_g} = \frac{2 \times 27,94 \text{ mm}}{27,94 \text{ mm} + 81,28 \text{ mm}} = 0,5$$

$K = 366$  (table 10-11, dengan *pinion* dan *gear* menggunakan 55-60 HRC)

$$F_w = \frac{d_p \times b \times Q \times K}{\cos^2 \psi} = \frac{27,94 \times 9 \times 0,5 \times 366}{\cos^2 35} = 68579 \text{ N} = 15417 \text{ lb}$$

Metode Agma

*Wear load equation for helical gears from AGMA*

$$C_p = 2300 \text{ (tabel 10-12)}$$

$$C_o = 1,5 \text{ (tabel 10-4)}$$

$$C_s = 1$$

$$C_m = 1,3 \text{ (figure 10-31,)}$$

$$C_f = 1,25 \text{ (good finishing)}$$

$$C_v = 0,9 \text{ (figure 10-27)}$$

$$I = 0,16$$

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t \times C_o \times C_s \times C_m \times C_f}{C_v \times d \times b \times I}}$$

$$= 2300 \sqrt{\frac{165 \times 1,5 \times 1 \times 1,3 \times 1,25}{0,9 \times 3,2 \times 0,4 \times 0,16}} = 107437,5 \text{ psi}$$

$$S_{ac} = 225000 \text{ psi (tabel 10-14)}$$

$$C_L = 1 \text{ (} \geq 10 \times 10^6 \text{ cycle)}$$

$$C_H = 1 \text{ (figure 10-34)}$$

$$C_T = 1$$

$$C_R = 1 \text{ (table 10-16, fewer than 1 failure in 100)}$$

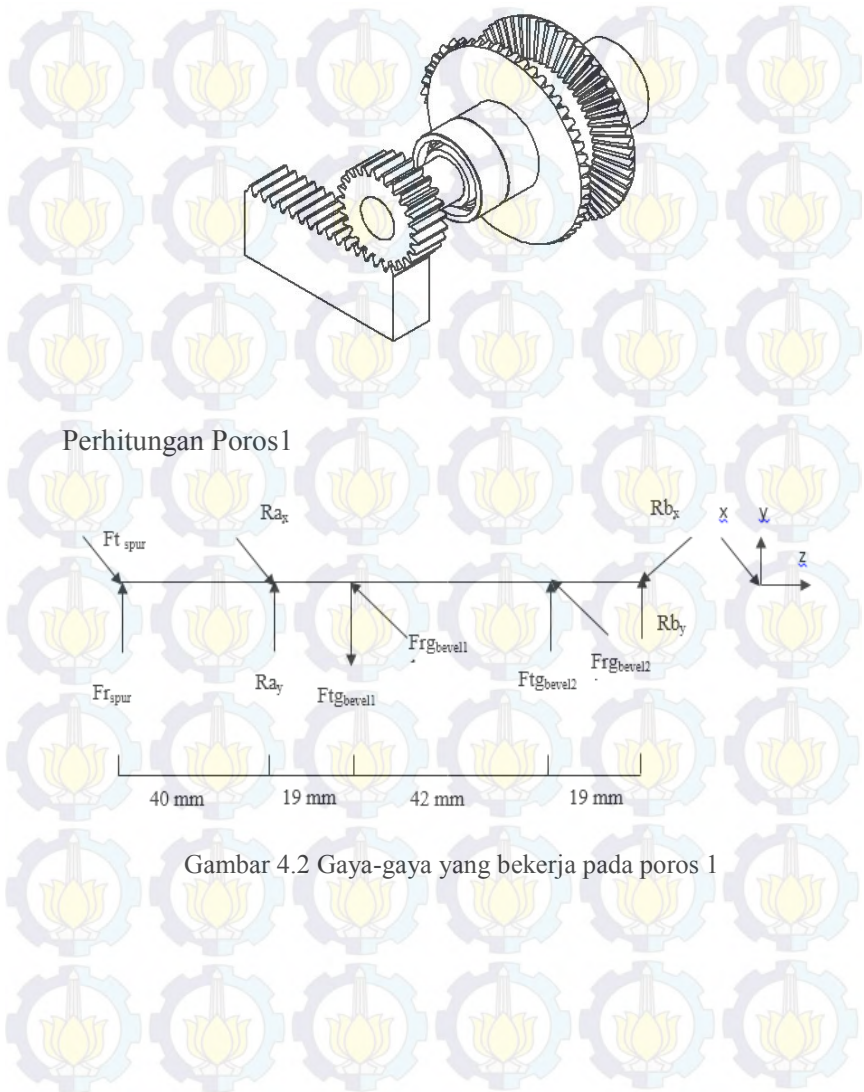
$$S_{ac} \left[ \frac{C_L \times C_H}{C_T \times C_R} \right] = 225000 \left[ \frac{1 \times 1}{1 \times 1} \right] = 106670 \text{ psi}$$

$$\sigma_c \leq S_{ac} \left[ \frac{C_L \times C_H}{C_T \times C_R} \right]$$

Sehingga aman terhadap keausan

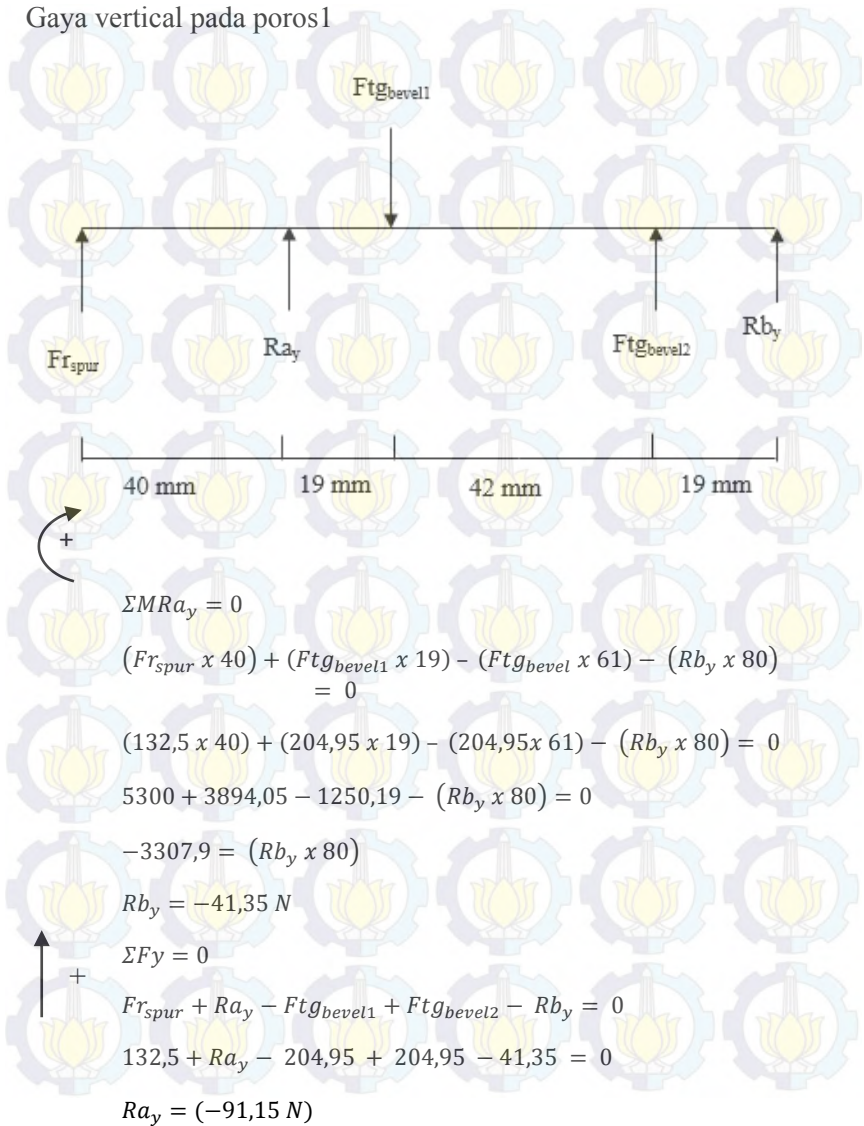


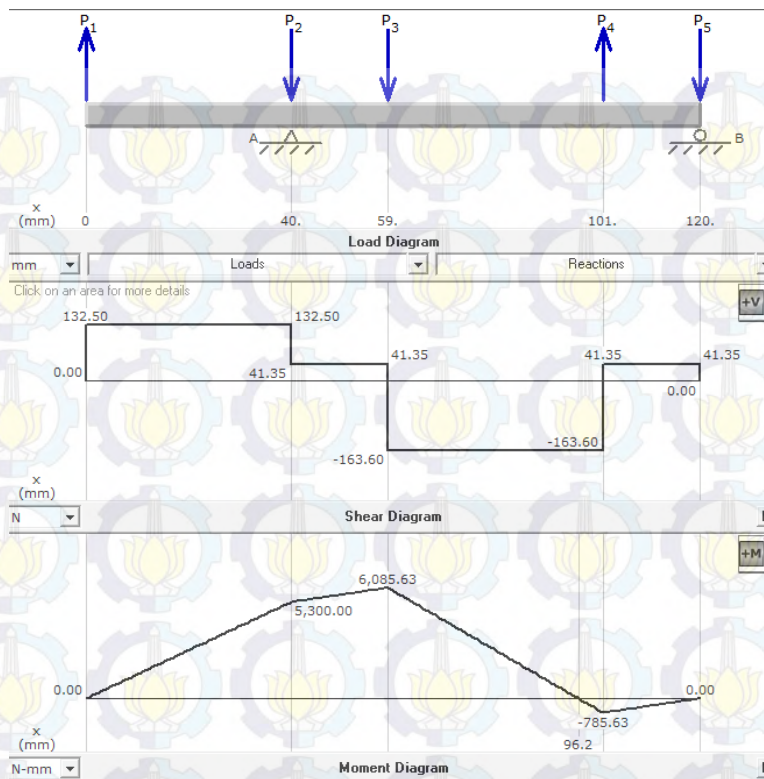
### 4.1.3 Poros



Gambar 4.2 Gaya-gaya yang bekerja pada poros 1

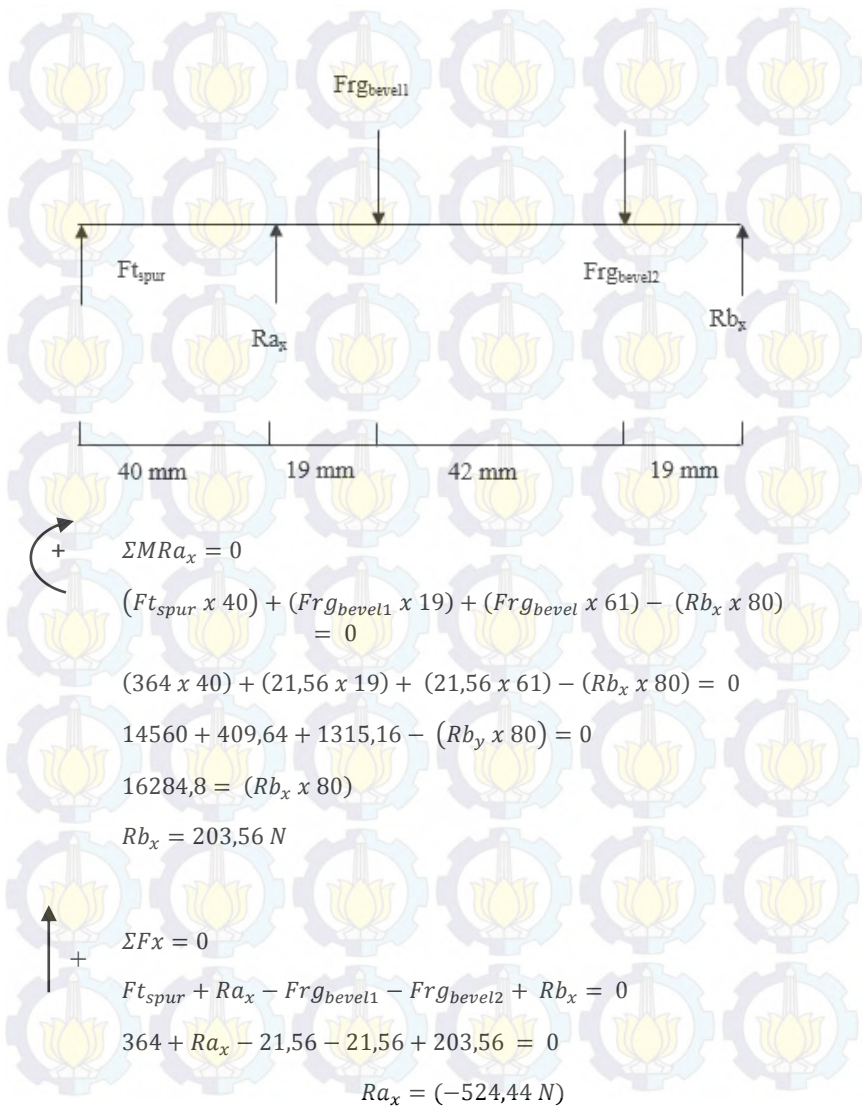
Gaya vertical pada poros1



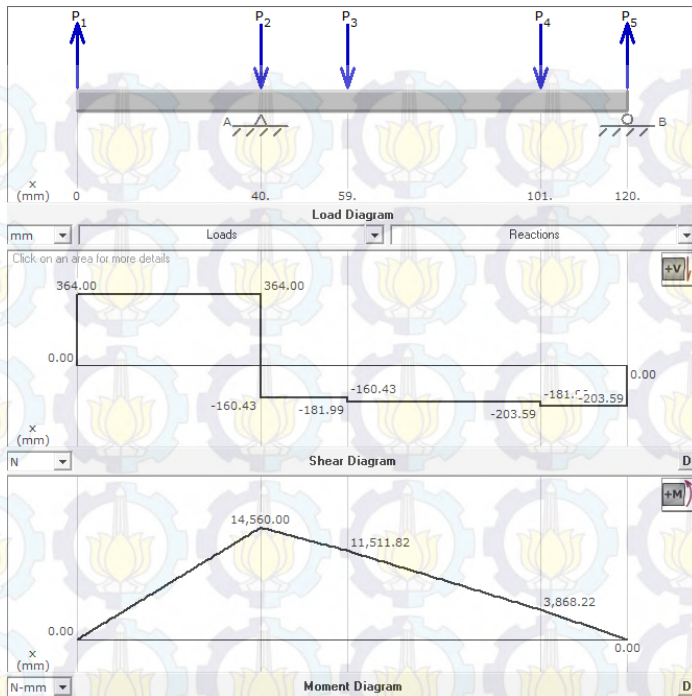


Gambar 4.3 Diagram *load*, *shear*, dan *moment* pada poros 1 arah sumbu y

## Gaya horizontal poros1







Gambar 4.4 Diagram *load*, *shear*, dan *moment* pada poros 1 arah sumbu X

Material St 37

$S_{yp}$  : 235 N/mm<sup>2</sup>

$S_u$  : 480 N/mm<sup>2</sup>

$M_r$  : 15494,63 Nmm (momen resultan yang terbesar)

$T_r$  : 8321,04 Nmm

$N$  : 2

$$S'_n = 0,5 S_u = 0,5 \times 480 = 240 \text{ N/mm}^2$$

$$C_R = 1 - 0,08(DMF) = 1 - 0,08(1,64) = 0,869$$

$$C_F : 0,72$$

$$C_s : 0,85$$

$$C_w : 0,83$$

$$Se = \frac{1}{K_f} C_R C_s C_F S'_n = \frac{1}{1,6} (0,869)(0,85)(0,72)(240) = 79,7742 \text{ N/mm}^2$$

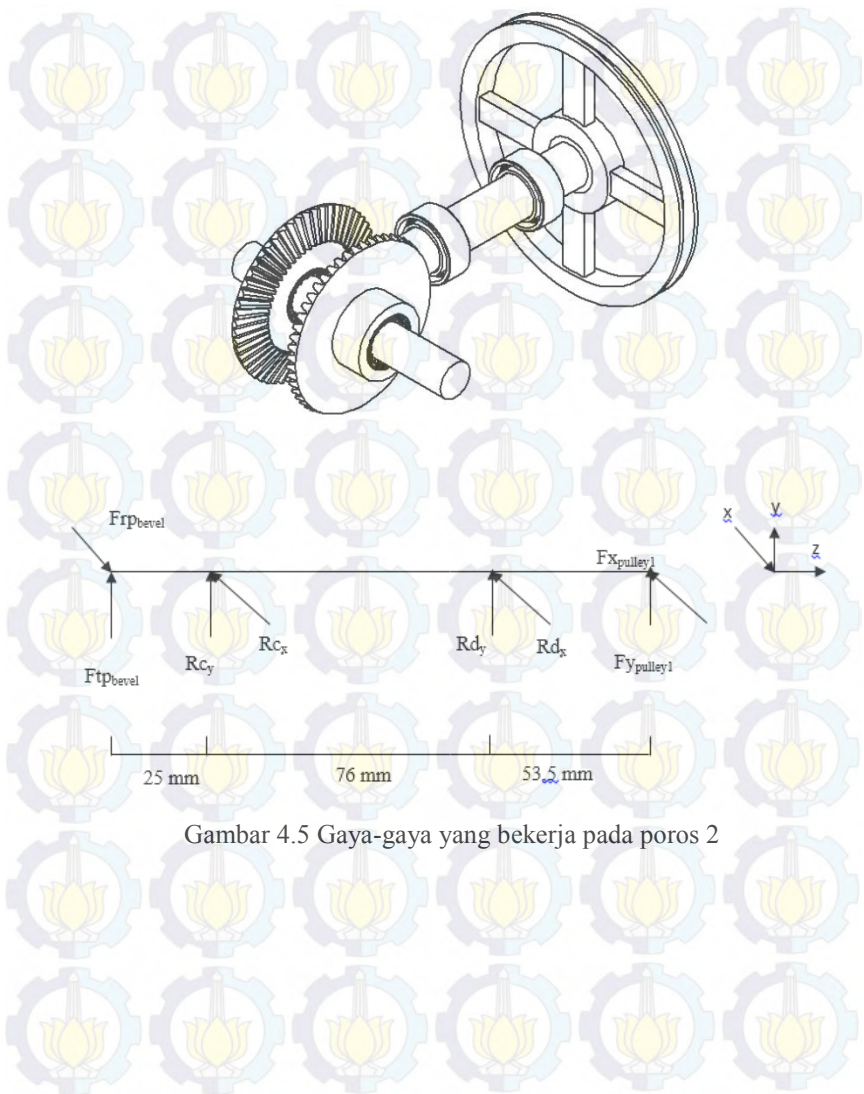
Dengan torsi yang stabil maka :

$$D_1 \geq \left[ \left( \frac{32}{\pi \times \frac{S_{yp}}{N}} \right) \times \sqrt{\left( \frac{S_{yp}}{S_e} Mr \right)^2 + \frac{3}{4} Tr^2} \right]^{1/3}$$

$$D_1 \geq \left[ \left( \frac{32}{\pi \times \frac{235}{2}} \right) \times \sqrt{\left( \frac{235}{79,7742} 15494,63 \right)^2 + \frac{3}{4} 8321,04^2} \right]^{1/3}$$

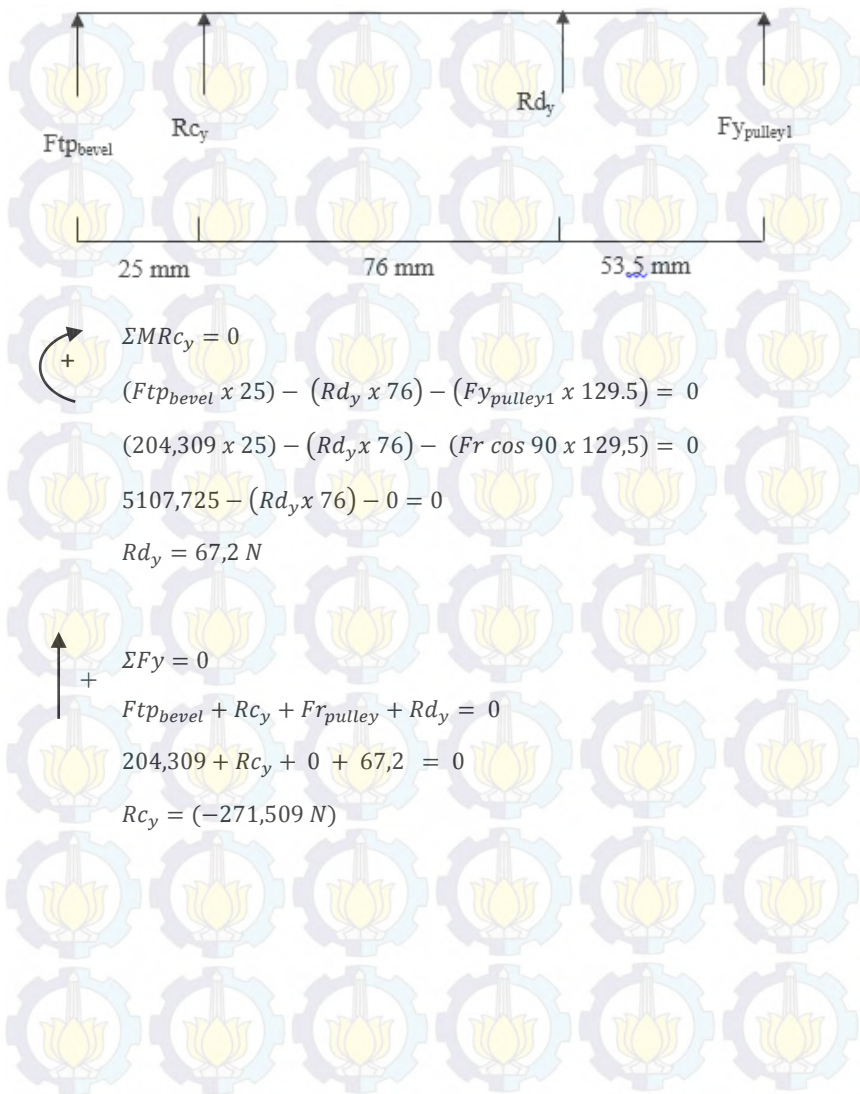
$$D_1 \geq 15,5 \text{ mm}$$

## Perhitungan poros 2

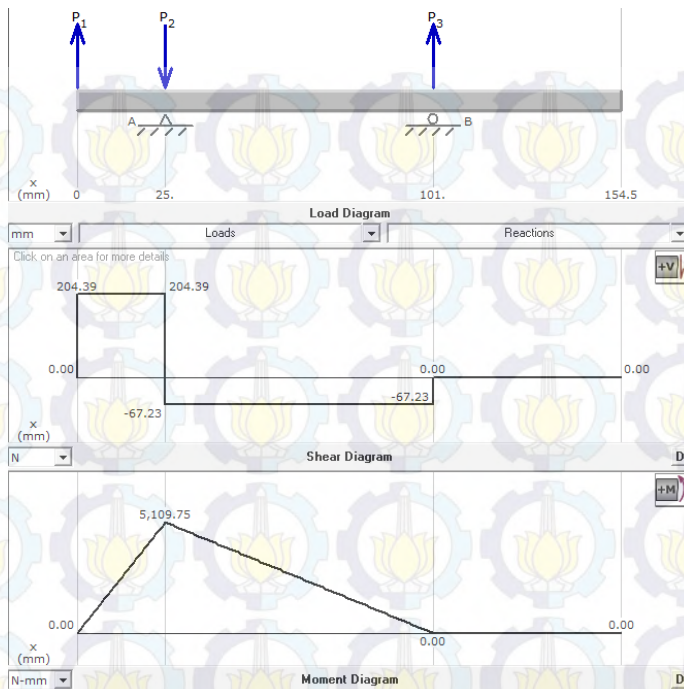


Gambar 4.5 Gaya-gaya yang bekerja pada poros 2

## Gaya vertical poros 2

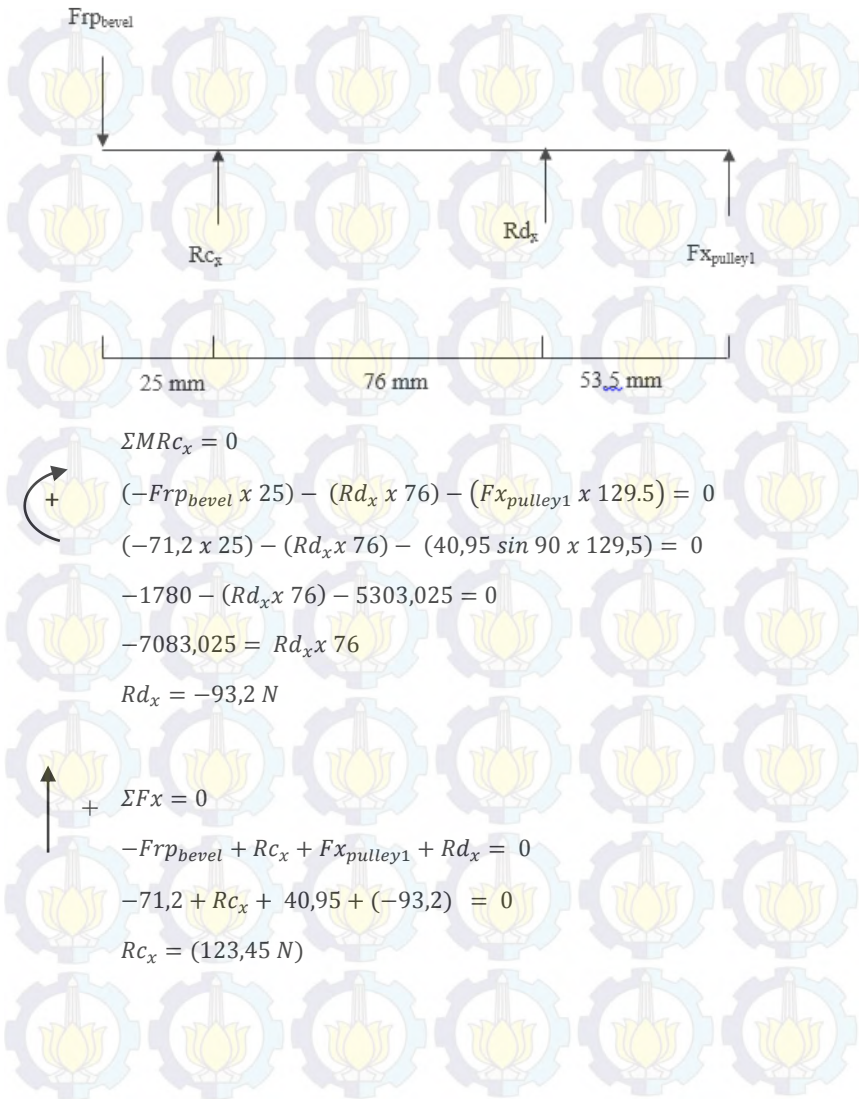


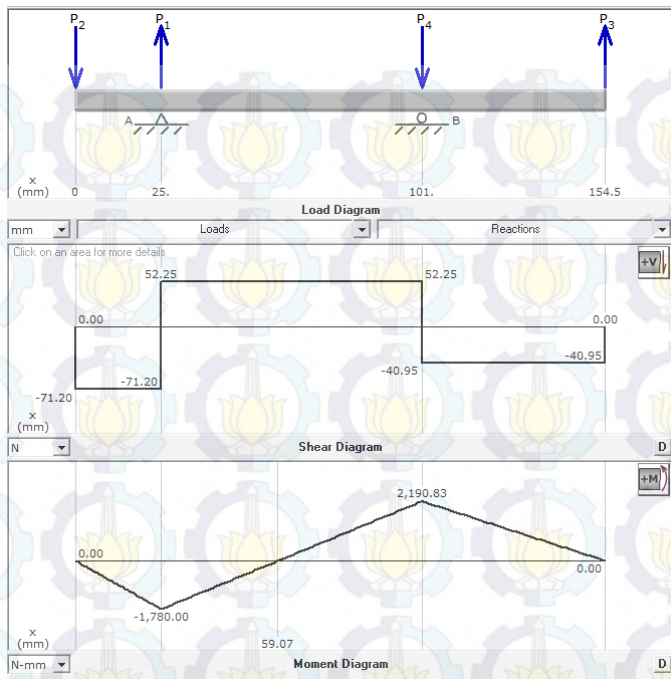




Gambar 4.6 Diagram *load*, *shear*, dan *moment* pada poros 2 arah sumbu y

## Gaya horisontal poros 2





Gambar 4.7 Diagram load, shear, dan moment pada poros 2 arah sumbu X

Material St 37

Syp : 235 N/mm<sup>2</sup>

Su : 480 N/mm<sup>2</sup>

Mr : 5409 Nmm

Tr : 8321,04 Nmm

N : 2

$$S'_n = 0,5 S_u = 0,5 \times 480 = 240 \text{ N/mm}^2$$

$$C_R = 1 - 0,08(DMF) = 1 - 0,08(1,64) = 0,869$$

$$C_F : 0,72$$

$$C_s : 0,85$$

$$C_w : 0,83$$

$$Se = \frac{1}{K_f} C_R C_s C_F S'_n = \frac{1}{1,6} (0,869)(0,85)(0,72)(240) = 79,7742 \text{ N/mm}^2$$

Dengan torsi yang stabil maka :

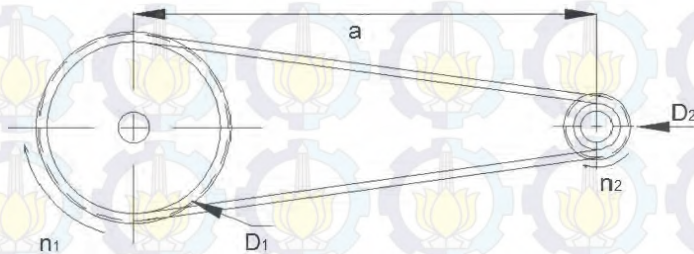
$$D_1 \geq \left[ \left( \frac{32}{\pi \times \frac{S_{yp}}{N}} \right) \times \sqrt{\left( \frac{S_{yp}}{S_e} Mr \right)^2 + \frac{3}{4} Tr^2} \right]^{1/3}$$

$$D_1 \geq \left[ \left( \frac{32}{\pi \times \frac{235}{2}} \right) \times \sqrt{\left( \frac{235}{79,7742} 5409 \right)^2 + \frac{3}{4} 8321,04^2} \right]^{1/3}$$

$$D_1 \geq 11,5 \text{ mm}$$

#### 4.1.4 Belt dan Pulley

Perhitungan panjang belt



Gambar 4.8 Pasangan pulley 1 dan 2

Dari diagram pemilihan *V-Belt* yang ada, dipilih jenis *V-Belt* tipe A dan dimensi *V-Belt* tipe A :

$$\text{Tebal (h)} : 8 \text{ mm}$$



Lebar (b) : 13 mm

Luasan (A) : 0,81 cm<sup>2</sup>

Menghitung panjang belt

D<sub>1</sub> : 8 in = 203,2 mm

D<sub>2</sub> : 4 in = 101,6 mm

a : 31 mm

$$L = 2a + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_1 - D_2)^2}{4a}$$

$$L = 2(31) + \frac{\pi}{2} (203,2 + 101,6) + \frac{(203,2 - 101,6)^2}{4(31)}$$

$$L = 623,786$$

Dari table yang ada maka dapat dipilih belt dengan L = 630 (belt tipe A code A24 <sup>3</sup>/<sub>4</sub>)

#### 4.1.5 Bearing

Berikut adalah bearing yang digunakan pada sistem transmisi :

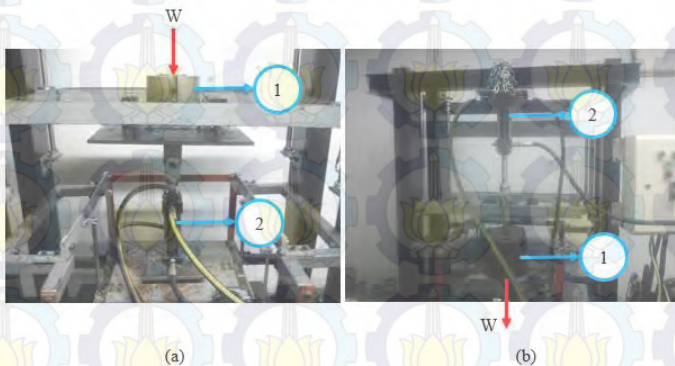
- ASB 6202 2RS-17M/M (D/Groove Ball Bearing)
- ASB 6202 2RS-16M/M (D/Groove Ball Bearing)
- NSK FC 16 (Needle Roller Bearing)
- ASB UCP 204 (Pillow Block)

#### 4.2 Penentuan Konstanta Redaman Tanpa Pembebanan

Penentuan konstanta redaman *Hydraulic Electro Mechanic Shock Absorber* (HEMSA) adalah dengan pengujian gaya redaman. Pada kasus ini, pengujian gaya redaman yang dilakukan adalah dengan menggunakan metode pembebanan, yang artinya adalah memberikan beban berupa massa uji bervariasi, untuk mengetahui kecepatan turun dari *absorber*. Pengujian gaya redaman yang dilakukan yaitu, gaya redaman HEMSA tanpa pembebanan dan gaya redaman HEMSA dengan pembebanan akumulator.

Metode pengujian gaya redaman yang dilakukan adalah metode pembebanan (uji statis). Pengujian ini dilakukan untuk mengetahui kecepatan turun absorber saat kompresi dan *rebound*. Dari kecepatan dan berat massa dapat diperoleh nilai konstanta redaman, dari persamaan  $F_d = c \cdot V$ .

Nilai konstanta pegas dan nilai viscous damping didapatkan dari tugas akhir sebelumnya yakni 17478 N/m dan 485,9 Ns/m



Keterangan gambar:

1. Beban
2. HEMSA

Gambar 4.9 (a) pengujian kompresi, (b) pengujian ekspansi

#### 4.2.1. Konstanta *Viscous* dan *Friction Damping*

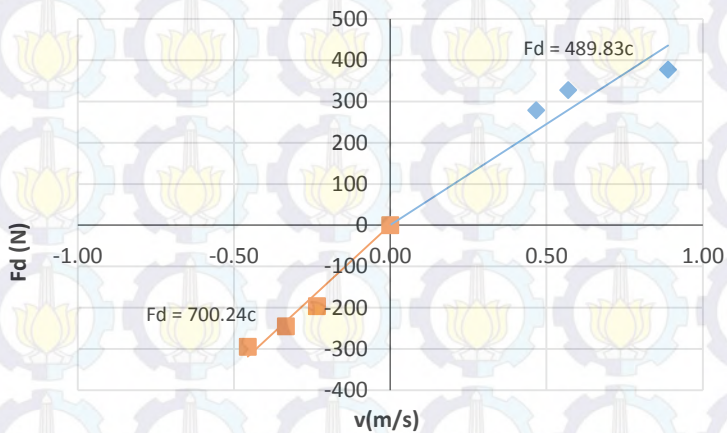
Pada pengujian ini dilakukan untuk mengetahui besar kontribusi nilai konstanta redaman dari komponen *hydraulic, mechanic (viscous dan friction)* pada HEMSA. Berikut berturut-turut tabel hasil pengujian gaya redaman kompresi dan *rebound*:

Tabel 4.2 Uji *Friction damping (compression)*

Berat (N)	Waktu (s)	Stroke (m)	Kecepatan (m/s)	Damping (Ns/m)
0	0	0	0.00	0.00
279.1	0.72	0.32	0.44	627.96
279.1	0.67	0.32	0.48	584.35
279.1	0.67	0.32	0.48	584.35
328.1	0.6	0.32	0.53	615.27
328.1	0.6	0.32	0.53	615.27
328.1	0.5	0.32	0.64	512.73
377.2	0.36	0.32	0.89	424.34
377.2	0.36	0.32	0.89	424.34
377.2	0.36	0.32	0.89	424.34

Tabel 4.3 Uji *Friction damping (rebound)*

Berat (N)	Waktu (s)	Stroke (m)	Kecepatan (m/s)	Damping (Ns/m)
0	0	0	0.00	0.00
-196.2	1.4	-0.32	-0.23	858.38
-196.2	1.4	-0.32	-0.23	858.38
-196.2	1.3	-0.32	-0.25	797.06
-245.25	0.99	-0.32	-0.32	758.74
-245.25	0.86	-0.32	-0.37	659.11
-245.25	1.04	-0.32	-0.31	797.06
-294.3	0.67	-0.32	-0.48	616.19
-294.3	0.72	-0.32	-0.44	662.18
-294.3	0.72	-0.32	-0.44	662.18

Gambar 4.10 Grafik redaman *viscous* dan *friction* fungsi kecepatan



Pada gambar 4.10 bahwa pada saat kompresi nilai konstanta redaman adalah 489.3 Ns/m, kemudian pada saat *rebound* nilai konstanta redaman adalah 700.24 Ns/m. Sehingga, nilai konstanta redaman *Hydraulic, Mechanic*, dan generator adalah rata-rata dari kompresi dan *rebound* yaitu **595.035** Ns/m.

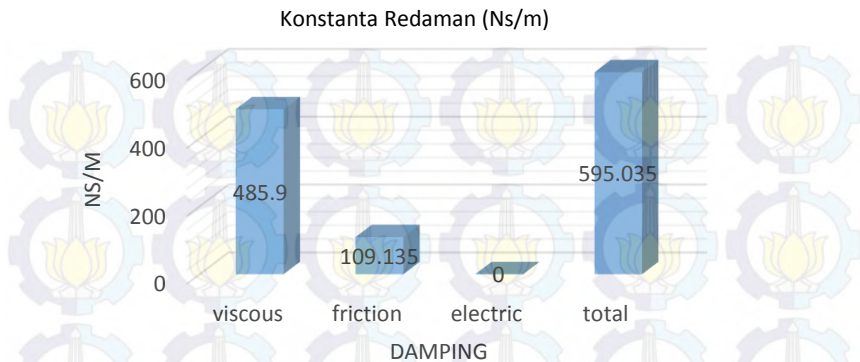
#### 4.2.2 Distribusi Konstanta Redaman HEMSA

Dari beberapa pengujian gaya redaman untuk penentuan konstanta redaman *Hydarulic Electro Mechanic Shock Absorber* (HEMSA), maka diperoleh distribusi konstanta redaman dari masing-masing komponen HEMSA. Berikut berturut-turut tabel dan grafik distribusi konstanta redaman HEMSA:

Tabel 4.4 Distribusi konstanta redaman HEMSA

Komponen HEMSA	$C_{rebound}$ (N.s/m)	$C_{compression}$ (N.s/m)	$C_d$ (N.s/m)
<i>Viscous damping</i>	493.5	478.3	485.9
<i>Friction damping</i>	206.74	11.53	109.135
<i>Electric damping</i>	0	0	0
<i>Total damping coefficient</i> tanpa beban	700.24	489.83	595.035

Dari gambar 4.10 di atas dapat kita lihat bahwa nilai pada  $C_{rebound}$  HEMSA lebih besar daripada nilai pada  $C_{compression}$  yaitu sebesar 700.24 Ns/m. Untuk *shock absorber* yang dikatakan baik adalah apabila nilai konstanta redaman pada *rebound* tersebut lebih besar daripada *compression*. Nilai redaman pada *rebound* berfungsi apabila *shock absorber* mendapatkan suatu eksitasi baik impuls ataupun periodik, *shock absorber* tersebut terkompresi sebesar 489.83 Ns/m, kemudian meredam kembali seperti semula, yakni sebesar 700.24 Ns/m, sehingga penumpang hanya sedikit dapat merasakan guncangan dan nyaman dalam berkendara. Artinya, HEMSA dapat dikatakan baik untuk meredam kejutan akibat eksitasi impuls maupun periodik.



Gambar 4.11 Diagram batang distribusi konstanta redaman komponen HEMSA

Dari tabel 4.4 dan gambar 4.11 di atas, bahwa distribusi konstanta redaman komponen *hydraulic* (*viscous damping*) dari HEMSA yaitu 485.9 Ns/m. Pada komponen generator (*electric damping*) dari HEMSA yaitu 0 Ns/m. Sedangkan komponen *mechanic* (*friction damping*) yaitu 109.135 Ns/m. Hasil pengujian di atas menunjukkan bahwa kontribusi gaya redaman terbesar diberikan oleh komponen *hydraulic*. Hal ini, juga dipengaruhi oleh jumlah selang, diameter selang, dan viskositas fluida yang digunakan.

### 4.3 Penentuan Konstanta Redaman HEMSA dengan Pembebanan Akumulator

Pada pengujian dengan pembebanan akumulator, terdapat 3 variasi pembebanan akumulator berdasarkan kondisi akumulator, yaitu kondisi terisi 0%, 50%, 100%.

#### 4.3.1 Konstanta Redaman HEMSA saat Akumulator Terisi 0%

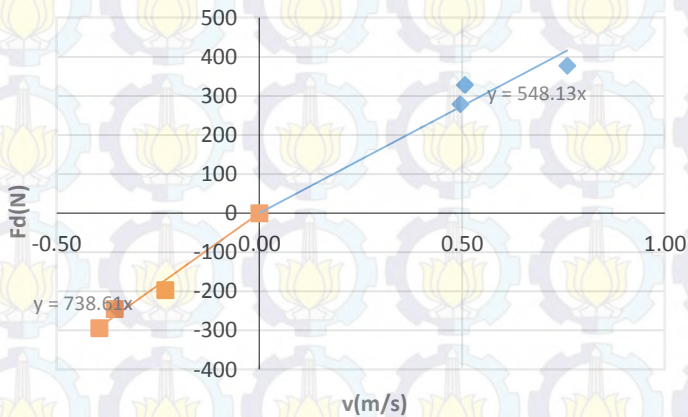
Pada pengujian ini dilakukan untuk mengetahui besar kontribusi nilai konstanta redaman HEMSA pada saat akumulator terisi 0%. Berikut berturut-turut tabel hasil pengujian gaya redaman kompresi dan *rebound* :

Tabel 4.5 Uji konstanta redaman saat pembebanan akumulator 0% (*compression*)

Berat (N)	Waktu (s)	Stroke (m)	Kecepatan (m/s)	Damping (Ns/m)
0.00	0	0	0.00	0.00
279.09	0.67	0.32	0.48	584.35
279.09	0.7	0.32	0.46	610.52
279.09	0.58	0.32	0.55	505.86
328.14	0.6	0.32	0.53	615.27
328.14	0.63	0.32	0.51	646.03
328.14	0.67	0.32	0.48	687.05
377.19	0.4	0.32	0.80	471.49
377.19	0.41	0.32	0.78	483.28
377.19	0.46	0.32	0.70	542.22

Tabel 4.6 Uji konstanta redaman saat pembebanan akumulator 0% (*rebound*)

Berat (N)	Waktu (s)	Stroke (m)	Kecepatan (m/s)	Damping (Ns/m)
0	0	0	0.00	0.00
-196.2	1.4	-0.32	-0.23	858.38
-196.2	1.3	-0.32	-0.25	797.06
-196.2	1.44	-0.32	-0.22	882.90
-245.25	0.94	-0.32	-0.34	720.42
-245.25	0.81	-0.32	-0.40	620.79
-245.25	0.95	-0.32	-0.34	728.09
-294.3	0.81	-0.32	-0.40	744.95
-294.3	0.81	-0.32	-0.40	744.95
-294.3	0.81	-0.32	-0.40	744.95



Gambar 4.12 Grafik redaman HEMSA saat beban aki 0 %



Pada gambar 4.12 bahwa pada saat kompresi nilai konstanta redaman adalah 548.13 Ns/m, kemudian pada saat *rebound* nilai konstanta redaman adalah 738.61 Ns/m. Sehingga, nilai konstanta redaman HEMSA pada saat akumulator terisi 0% adalah rata-rata dari kompresi dan *rebound* yaitu **643.37** Ns/m.

#### 4.3.2 Konstanta Redaman HEMSA saat Akumulator Terisi 50 %

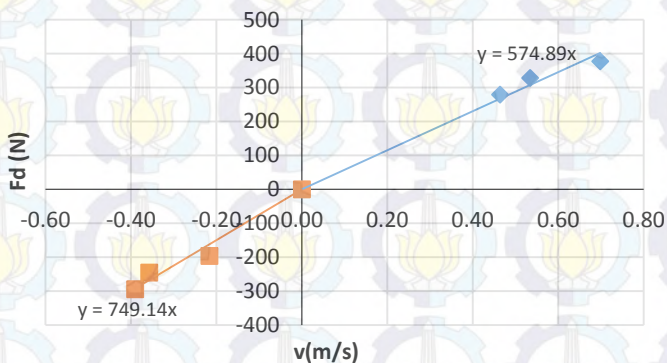
Pada pengujian ini dilakukan untuk mengetahui besar kontribusi nilai konstanta redaman HEMSA pada saat akumulator terisi 50%. Berikut berturut-turut tabel hasil pengujian gaya redaman kompresi dan *rebound* :

Tabel 4.7 Uji konstanta redaman saat pembebanan akumulator 50% (*compression*)

Berat (N)	Waktu (s)	Stroke (m)	Kecepatan (m/s)	Damping (Ns/m)
0.00	0	0	0.00	0.00
279.09	0.7	0.32	0.46	610.52
279.09	0.7	0.32	0.46	610.52
279.09	0.67	0.32	0.48	584.35
328.14	0.6	0.32	0.53	615.27
328.14	0.67	0.32	0.48	687.05
328.14	0.54	0.32	0.59	553.74
377.19	0.5	0.32	0.64	589.37
377.19	0.44	0.32	0.73	518.64
377.19	0.44	0.32	0.73	518.64

Tabel 4.8 Uji konstanta redaman saat pembebanan akumulator 50% (*rebound*)

Berat (N)	Waktu (s)	Stroke (m)	Kecepatan (m/s)	Damping (Ns/m)
0	0	0	0.00	0.00
-196.2	1.57	-0.32	-0.20	962.61
-196.2	1.26	-0.32	-0.25	772.54
-196.2	1.67	-0.32	-0.19	1023.92
-245.25	0.94	-0.32	-0.34	720.42
-245.25	0.81	-0.32	-0.40	620.79
-245.25	0.95	-0.32	-0.34	728.09
-294.3	0.8	-0.32	-0.40	735.75
-294.3	0.85	-0.32	-0.38	781.73
-294.3	0.81	-0.32	-0.40	744.95



Gambar 4.13 Grafik konstanta redaman HEMSA saat beban aki 50%

Pada gambar 4.13 bahwa pada saat kompresi nilai konstanta redaman adalah 574.89 Ns/m, kemudian pada saat *rebound* nilai konstanta redaman adalah 749.14 Ns/m. Sehingga, nilai konstanta redaman HEMSA pada saat akumulator terisi 50% adalah rata-rata dari kompresi dan *rebound* yaitu **662.015** Ns/m.

#### 4.3.3 Konstanta Redaman HEMSA saat Akumulator Terisi 100%

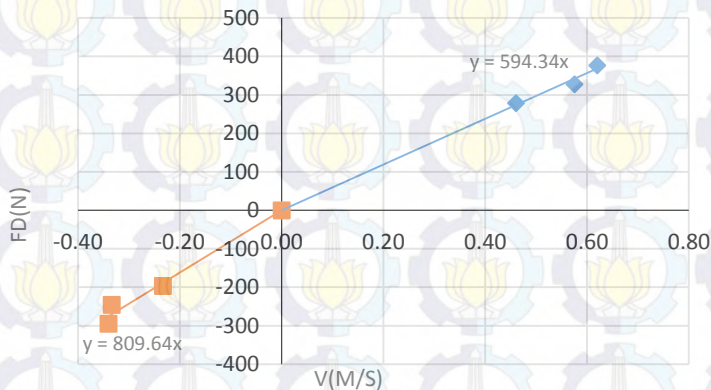
Pada pengujian ini dilakukan untuk mengetahui besar kontribusi nilai konstanta redaman HEMSA pada saat akumulator terisi 100%. Berikut berturut-turut tabel hasil pengujian gaya redaman kompresi dan *rebound*:

Tabel 4.9 Uji konstanta redaman saat pembebanan akumulator 100% (*compression*)

Berat (N)	Waktu (s)	Stroke (m)	Kecepatan (m/s)	Damping (Ns/m)
0.00	0	0	0.00	0.00
279.09	0.7	0.32	0.46	610.52
279.09	0.63	0.32	0.51	549.47
279.09	0.77	0.32	0.42	671.57
328.14	0.55	0.32	0.58	564.00
328.14	0.58	0.32	0.55	594.76
328.14	0.54	0.32	0.59	553.74
377.19	0.51	0.32	0.63	601.15
377.19	0.5	0.32	0.64	589.37
377.19	0.54	0.32	0.59	636.52

Tabel 4.10 Uji konstanta redaman saat pembebanan akumulator 100% (*rebound*)

Berat (N)	Waktu (s)	Stroke (m)	Kecepatan (m/s)	Damping (Ns/m)
0	0	0	0.00	0.00
-196	1.53	-0.32	-0.21	938.08
-196	1.3	-0.32	-0.25	797.06
-196	1.31	-0.32	-0.24	803.19
-245	0.94	-0.32	-0.34	720.42
-245	0.99	-0.32	-0.32	758.74
-245	0.95	-0.32	-0.34	728.09
-294	0.9	-0.32	-0.36	827.72
-294	0.99	-0.32	-0.32	910.49
-294	0.94	-0.32	-0.34	864.51



Gambar 4.14 Grafik konstanta redaman HEMSA saat beban aki 100%

Pada gambar 4.14 bahwa pada saat kompresi nilai konstanta redaman adalah 594.34 Ns/m, kemudian pada saat *rebound* nilai



konstanta redaman adalah 809.64 Ns/m. Sehingga, nilai konstanta redaman HEMSA pada saat akumulator terisi 100% adalah rata-rata dari kompresi dan *rebound* yaitu **701.99** Ns/m.

#### 4.3.4 Distribusi Konstanta Redaman HEMSA

Dari beberapa pengujian gaya redaman untuk penentuan konstanta redaman *Hydarulic Electro Mechanic Shock Absorber* (HEMSA), maka diperoleh distribusi konstanta redaman dari masing-masing komponen HEMSA. Berikut berturut-turut tabel dan grafik distribusi konstanta redaman HEMSA:

Tabel 4.11 Distribusi konstanta redaman HEMSA pada saat akumulator terisi 0%.

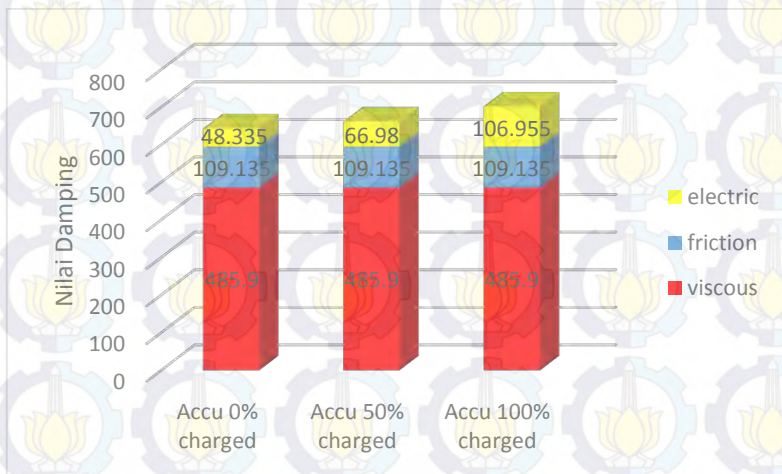
Komponen HEMSA	C rebound (N.s/m)	C compression (N.s/m)	Cd (N.s/m)
<i>Viscous damping</i>	493.5	478.3	485.9
<i>Friction damping</i>	206.74	11.53	109.135
<i>Viscous + friction damping</i>	700.24	489.83	595.035
<i>Electric damping</i>	38.37	58.3	48.335
<i>Total damping coefficient accu 0% charged</i>	738.61	548.13	643.37

tabel 4.12 Distribusi konstanta redaman hemsa pada saat akumulator terisi 50%.

Komponen HEMSA	C rebound (N.s/m)	C compression (N.s/m)	Cd (N.s/m)
<i>Viscous damping</i>	493.5	478.3	485.9
<i>Friction damping</i>	206.74	11.53	109.135
<i>Viscous + friction damping</i>	700.24	489.83	595.035
<i>Electric damping</i>	48.9	85.06	66.98
<i>Total damping coefficient accu 50% charged</i>	749.14	574.89	662.015

Tabel 4.13 Distribusi konstanta redaman HEMSA pada saat akumulator terisi 100%.

Komponen HEMSA	C rebound (N.s/m)	C compression (N.s/m)	Cd (N.s/m)
<i>Viscous damping</i>	493.5	478.3	485.9
<i>Friction damping</i>	206.74	11.53	109.135
<i>Viscous + friction damping</i>	700.24	489.83	595.035
<i>Electric damping</i>	109.4	104.51	106.955
<i>Total damping coefficient accu 100% charged</i>	809.64	594.34	701.99



Gambar 4.15 Diagram batang distribusi nilai konstanta redaman HEMSA dua selang *compression* satu *rebound* dengan variasi pembebanan akumulator

Dari beberapa tabel di atas (4.11, 4.12, 4.13) dan digram batang pada gambar dapat kita lihat bahwa nilai C HEMSA dari keseluruhan pembebanan akumulator, yang terjadi perubahan nilai C hanya pada nilai C electric (*electric damping*). Nilai *viscous damping* pada setiap pembebanan akumulator tetap, yaitu sebesar

485.9 Ns/m. Begitu pula dengan nilai *friction damping*, di setiap pembebanan akumulator nilainya tetap, yaitu sebesar 109.135 Ns/m. Namun, pada nilai electric damping terjadi kenaikan nilai redamannya seiring bertambah kondisi terisinya akumulator. Berturut-turut nilai electric dampingnya 48.335 Ns/m, 66.98 Ns/m, dan 106.955 Ns/m.

Dari persamaan  $T_e = 2BLIRN$ , dimana  $T_e$  merupakan Torsi *electric* dari generator (alternator) maka hasil pengujian sesuai dengan teori. Variasi dari kondisi akumulator berpengaruh pada torsi *electric* yang terjadi pada generator. Semakin besar Arus (I) semakin besar pula nilai Torsi, yang mana diperlukan untuk memutar generator. Sehingga ini berdampak pada konstanta redaman pada generator (*electric damping*). Artinya semakin terisi akumulator, nilai konstanta redaman generator (*electric damping*) semakin meningkat.

Tabel 4.14 Perbandingan nilai *damping* HEMSA lama dan baru

Uji Damping	Cd HEMSA Choifin (N.s/m)	Cd HEMSA baru (N.s/m)	Peningkatan Performa HEMSA (%)
Tanpa Beban	768,15	595,035	22,54
Dengan Beban Aki 0%	881,4	643,37	27
Dengan Beban Aki 50%	997,8	662,015	33,65
Dengan Beban Aki 100%	1022,5	701,99	31,35

Dari tabel 4.14 dapat dilihat bahwa nilai damping dari HEMSA Baru dan HEMSA Choifin mengalami penurunan. Hal ini disebabkan oleh menurunnya *friction damping*, dimana  $C_{\text{tanpa beban}} = C_{\text{friction}} + C_{\text{viscous}}$ , dengan nilai  $C_{\text{viscous}}$  yang tetap maka penurunan nilai damping disebabkan oleh berkurangnya  $C_{\text{friction}}$ .

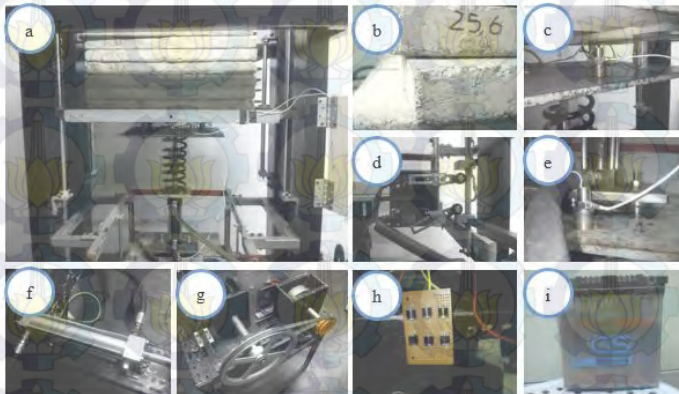


#### 4.4 Pengujian Karakteristik HEMSA Untuk Eksitasi Impuls dan Periodik Pada Pembebanan Akumulator

Pada pengujian ini terdapat variasi pembebanan akumulator dengan berbagai macam kondisinya, yaitu: kondisi terisi 0%, 50%, 100% ( $\geq 0\text{Ah}$ ,  $\pm 2,5\text{Ah}$ ,  $\leq 5\text{Ah}$ ). Pengujian ini dilakukan untuk mengetahui respon massa dan energi bangkitan HEMSA.

Keterangan gambar:

- |                               |                                       |
|-------------------------------|---------------------------------------|
| a. <i>Suspension test rig</i> | f. HEMSA ( <i>viscous</i> )           |
| b. Massa uji                  | g. HEMSA ( <i>friction+electric</i> ) |
| c. <i>Sprung mass</i>         | h. Rangkaian penyearah (diode)        |
| d. Limit switch               | i. Akumulator                         |
| e. <i>Base exciter</i>        |                                       |



Gambar 4.16 Pengujian karakteristik suspensi HEMSA

Pada tahap ini, pengujian dilakukan di laboratorium Sistem Dinamis dan Vibrasi Teknik Mesin ITS, tujuan dilakukan pengujian ini adalah untuk membandingkan performa dari HEMSA yaitu dengan membandingkan tingkat kenyamanan. Mekanisme yang digunakan adalah *suspension test rig* yaitu  $\frac{1}{4}$  dari kendaraan mobil. Pada sistem kali ini beton digambarkan sebagai *sprung mass* yaitu massa pada kendaraan, yang besarnya 217 kg,



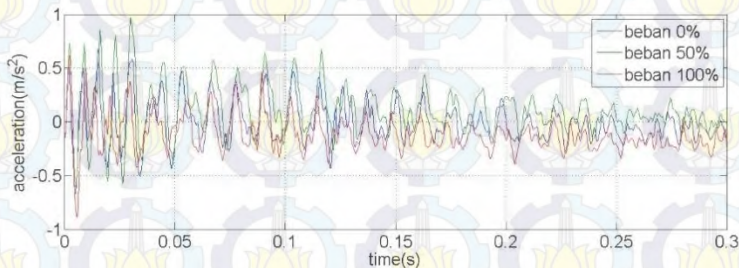
sedangkan pada *base plate* digunakan sebagai *base exciter*. Input pada pengujian respon massa berupa eksitasi impuls dan periodik dengan variasi frekuensi eksitasi yaitu 1,3 Hz, 1,5 Hz dan 1.7 Hz.

Adapun peralatan yang digunakan pada saat pengambilan data ini ialah sebagai berikut:

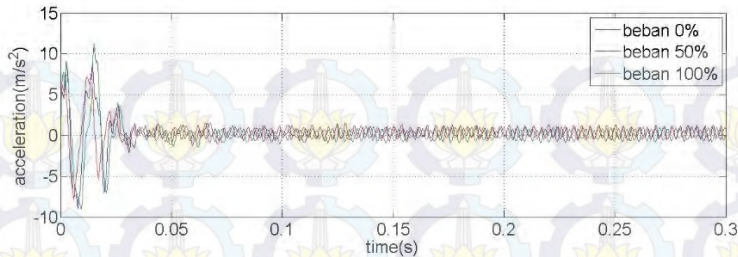
1. Suspension test rig
2. Oscilloscope Tektronik P 220 200 MHz 1X/10X.
3. *Accelerometer*.
4. Massa uji berupa beton (250 kg).
5. *Hydraulic Mechanic Electro Shock Absorber*.
6. Pegas.
7. Multimeter.
8. Akumulator 12 V, dengan kondisi terisi 0% *charged*, 55 % *charged* dan 100% *charged*.
9. USB Flash disk 1 MB.

#### 4.4.1 Eksitasi Impuls

Pengujian karakteristik suspensi HEMSA akibat ekstasi impuls bertujuan untuk mengetahui respon massa secara transient. Eksitasi impuls merupakan suatu gambaran profil jalan berupa bump. Pada pengujian ini diberikan input frekuensi eksitasi sebesar 1,3 Hz. Berikut adalah grafik respon massa hasil pengujian impuls.



Gambar 4.17 Grafik respon *sprung mass* pengujian impuls



Gambar 4.18 Grafik respon *unsprung mass* pengujian impuls

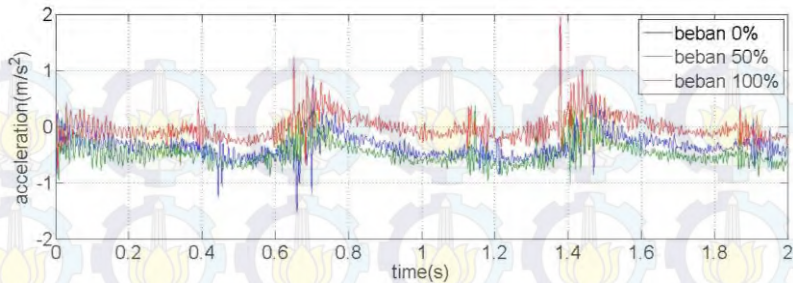
Dari hasil pengujian ini, pada gambar 4.8 di atas menunjukkan bahwa percepatan *overshoot/peak* HEMSA pada saat akumulator terisi 0%, 55%, dan 100% berturut-turut sebesar:  $0.68 \text{ m/s}^2$ ,  $0.97 \text{ m/s}^2$ , dan  $0.62 \text{ m/s}^2$ . HEMSA pada saat akumulator terisi 100% merupakan percepatan terendah dibandingkan dengan percepatan HEMSA dengan *accu* yang lain. Untuk akumulator 0% pada detik ke  $-0.2$  sudah mengalami kondisi stabil, untuk akumulator 50% mengalami keadaan stabil ketika detik ke  $-0.22$  dan untuk kondisi akumulator 100% mengalami kondisi stabil ketika detik ke  $-0.25$ .

*Damping ratio* HEMSA pada saat akumulator terisi 0%, 50%, dan 100% berturut-turut sebesar: 0.165, 0.170, dan 0.180. Secara teori semakin tinggi nilai *damping ratio*, mendekati 1, semakin cepat waktu sistem suspensi untuk stabil. Dari hasil pengujian eksitasi Impuls menunjukkan kesesuaian dengan teori.

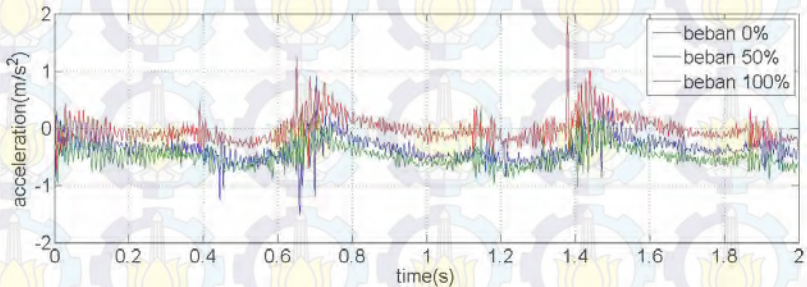
#### 4.4.2 Eksitasi Periodik

##### 4.4.2.1 Eksitasi Periodik Dengan Frekuensi 1,3 Hz

Berikut adalah grafik akselerasi versus waktu dengan frekuensi 1,3 Hz dengan beban akumulator terisi 0%, 50%, dan 100% untuk pengujian eksitasi periodik.



Gambar 4.19 Grafik respon *sprung mass* pengujian periodik frekuensi 1,3 Hz



Gambar 4.20 Grafik respon *unsprung mass* pengujian periodik frekuensi 1,3 Hz

Dari gambar 4.19, bahwa nilai rms percepatan untuk *accu 0% charged* sebesar  $0.4 \text{ m/s}^2$ , *accu 50% charged* sebesar  $0.52 \text{ m/s}^2$  dan *accu 100% charged* sebesar  $0.226 \text{ m/s}^2$ . Dapat dianalisa dari grafik tersebut dimana nilai percepatan yang dihasilkan HEMSA pada saat akumulator terisi 100% merupakan terendah nilai percepatannya dibandingkan dengan akumulator yang lain. Sedangkan, nilai rms percepatan tertinggi dihasilkan HEMSA pada saat akumulator terisi 50%.

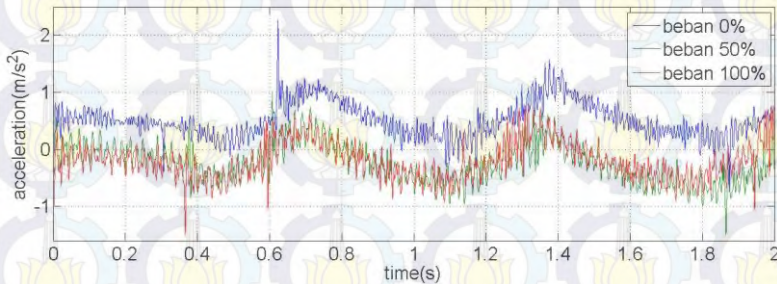
Ketidakstabilan osilasi pada getaran dari *base exciter* yang diberikan *hydraulic actuator suspension test rig* disebabkan karena adanya keterlambatan (*losses*, kelembaman), sehingga menghasilkan osilasi yang tidak stabil. Sedangkan respon



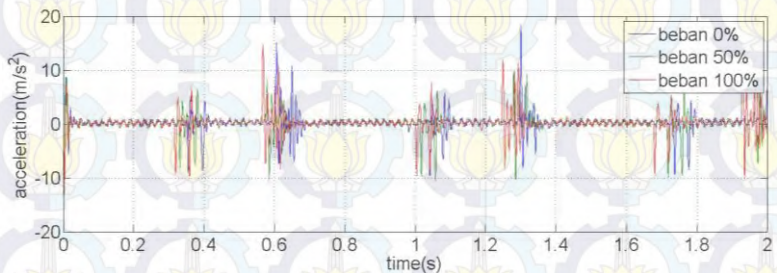
percepatan getaran pada *sprung mass* lebih stabil dibandingkan dengan respon percepatan getaran dari *base exciter*, ini dikarenakan energi getaran yang diberikan pada *sprung mass* telah diserap oleh system suspensi yaitu HEMSA.

#### 4.4.2.2 Eksitasi Periodik Dengan Frekuensi 1,5 Hz

Berikut adalah grafik akselerasi versus waktu dengan frekuensi 1,5 Hz dengan beban akumulator terisi 0%, 50%, dan 100% untuk pengujian eksitasi periodik.



Gambar 4.21 Grafik respon *sprung mass* pengujian periodik frekuensi 1,5 Hz



Gambar 4.22 Grafik respon *unsprung mass* pengujian periodik frekuensi 1,5 Hz

Dari gambar 4.21 bahwa nilai rms percepatan *sprung mass* untuk *accu 0% charged* sebesar  $0.84 \text{ m/s}^2$ , *accu 50% charged* sebesar  $0.425 \text{ m/s}^2$  dan *accu 100% charged* sebesar  $0.5 \text{ m/s}^2$ . Dapat dianalisa dari grafik tersebut dimana nilai percepatan yang

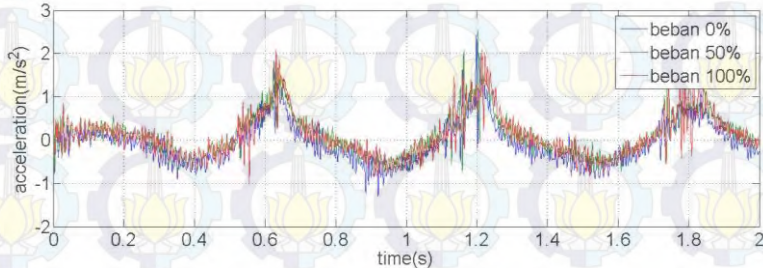


dihasilkan HEMSA pada saat akumulator terisi 50% merupakan terendah nilai percepatannya dibandingkan dengan akumulator yang lain. Sedangkan, nilai rms percepatan tertinggi dihasilkan HEMSA pada saat akumulator terisi 0%.

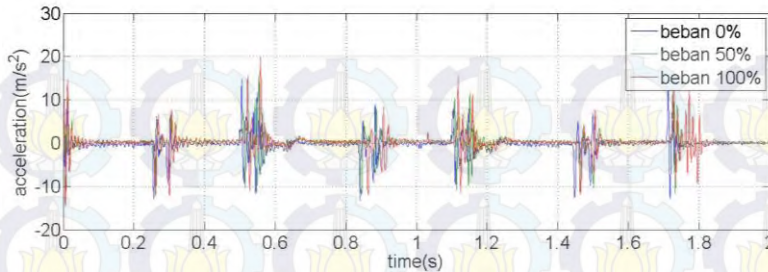
Ketidakstabilan osilasi pada getaran dari *base exciter* yang diberikan *hydraulic actuator suspension test rig* disebabkan karena adanya keterlambatan (*losses*, kelembaman), sehingga menghasilkan osilasi yang tidak stabil. Sedangkan respon percepatan getaran pada *sprung mass* lebih stabil dibandingkan dengan respon percepatan getaran dari *base exciter*, ini dikarenakan energi getaran yang diberikan pada *sprung mass* telah diserap oleh system suspensi yaitu HEMSA.

#### 4.4.2.3 Eksitasi Periodik Dengan Frekuensi 1,7 Hz

Berikut adalah grafik akselerasi versus waktu dengan frekuensi 1,7 Hz dengan beban akumulator terisi 0%, 50%, dan 100% untuk pengujian eksitasi periodik.



Gambar 4.23 Grafik respon *sprung mass* pengujian periodik frekuensi 1,7 Hz



Gambar 4.24 Grafik respon *unsprung mass* pengujian periodik frekuensi 1,7 Hz

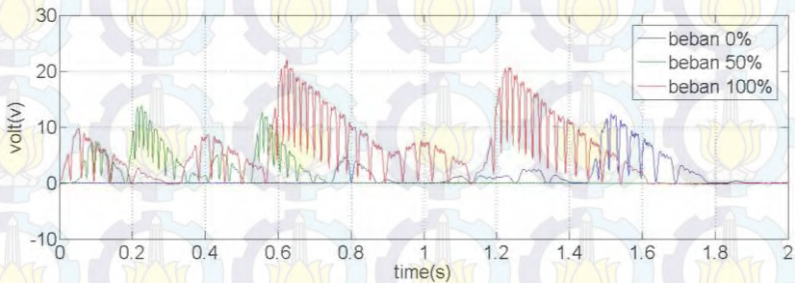
Dari gambar 4.23, bahwa nilai rms percepatan *sprung mass* untuk *accu 0% charged* sebesar  $0.48 \text{ m/s}^2$ , *accu 50% charged* sebesar  $0.49 \text{ m/s}^2$  dan *accu 100% charged* sebesar  $0.51 \text{ m/s}^2$ . Dapat dianalisa dari grafik tersebut dimana nilai percepatan yang dihasilkan HEMSA pada saat akumulator terisi 0% merupakan terendah nilai percepatannya dibandingkan dengan akumulator yang lain. Sedangkan, nilai rms percepatan tertinggi dihasilkan HEMSA pada saat akumulator terisi 100%.

Ketidakstabilan osilasi pada getaran dari *base exciter* yang diberikan *hydraulic actuator suspension test rig* disebabkan karena adanya keterlambatan (*losses*, kelembaman), sehingga menghasilkan osilasi yang tidak stabil. Sedangkan respon percepatan getaran pada *sprung mass* lebih stabil dibandingkan dengan respon percepatan getaran dari *base exciter*, ini dikarenakan energi getaran yang diberikan pada *sprung mass* telah diserap oleh system suspensi yaitu HEMSA.

#### 4.5 Pengujian Energi Bangkitan HEMSA

Pengujian energi bangkitan HEMSA dilakukan dengan cara mengukur voltase dan arus yang dibangkitkan oleh generator dengan menggunakan multimeter. Pada pengujian ini, energi bangkitan yang diukur adalah akibat eksitasi periodik. Pengukuran energi bangkitan HEMSA dengan pembebanan akumulator tidak dapat dilakukan dikarenakan tegangan jepit yang terukur adalah

tegangan dari akumulator. Sehingga, pengukuran energi bangkitan pada pengujian menggunakan bohlam ( $R = 250 \text{ Ohm}$ ) sebagai pembebanan.



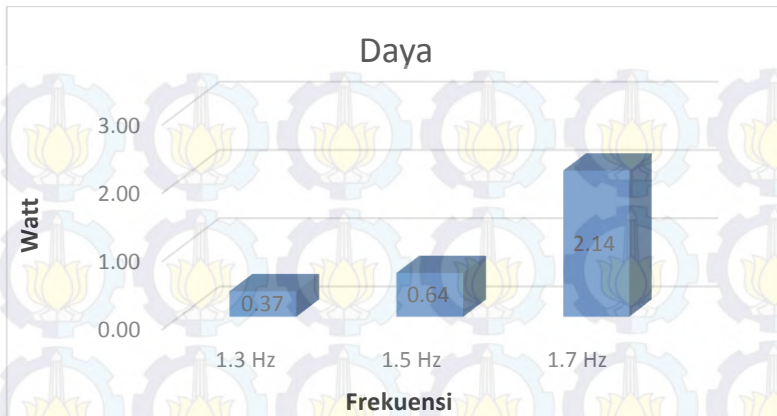
Gambar 4.25 Grafik hasil pengujian voltase bangkitan HEMSA eksitasi periodik 1,3 Hz, 1,5 Hz, dan 1,7 Hz dengan pembebanan lampu 12V5W

Berikut adalah tabel hasil energi bangkitan HEMSA pada eksitasi periodik:

Tabel 4.15 Energi bangkitan HEMSA

FREKUENSI EKSITASI (f)	RMS VOLTASE (Vrms)	ARUS (A)	DAYA (W)
1.3 Hz	2.33	0.16	0.37
1.5 Hz	2.67	0.24	0.64
1.7 Hz	6.3	0.34	2.14





Gambar 4.26 Diagram batang energi bangkitan HEMSA ekstitasi periodik 1.3 Hz, 1.5 Hz, 1.7Hz.

Dari gambar nilai energi bangkitan yang dihasilkan HEMSA dengan frekuensi 1.3 Hz yaitu sebesar 0.37 Watt, lalu energi bangkitan yang dihasilkan HEMSA ketika frekuensi 1.5 Hz ialah 0.64 Watt, dan yang dihasilkan HEMSA dengan frekuensi 1.7 Hz sebesar 2.14 Watt. Dapat disimpulkan semakin besar frekuensi yang diberikan maka semakin besar pula energi yang dihasilkan oleh HEMSA.

Tabel 4.16 Perbandingan energi bangkitan HEMSA

Frekuensi (Hz)	Energi Bangkitan HEMSA Choifin (Watt)	Energi Bangkitan HEMSA Baru (Watt)	Peningkatan Energi Bangkitan (%)
1,3	-	0,37	-
1,4	0,3	-	-
1,5	-	0,64	-
1,7	0,58	2,14	369
2,2	2,99	-	-



Tabel 4.17 Perbandingan konstruksi, *damping* dan energi bangkitan HEMSA

		HEMSA Lama	HEMSA Baru
KONSTRUKSI	Perbandingan Diameter Hidrolik	30 mm : 40 mm	30 mm : 40 mm
	Rack Gear	panjang : 28 mm	panjang : 28 mm
	Pinion Gear	diameter : 41,5 mm Nt : 29 <i>teeth</i> tebal : 10 mm	diameter : 41,5 mm N : 29 <i>teeth</i> tebal : 10 mm
	Poros 1	diameter : 25,4 mm	diameter : 16 mm
	Bevel Gear (pinion)	diameter : 5 in Nt : 60	diameter : 81,4 mm Nt : 53 <i>teeth</i> tebal : 10 mm
	Bevel Gear (gear)	diameter : 2 in Nt : 24	diameter : 27,5 mm Nt : 16 <i>teeth</i> tebal : 12,5 mm
	Pulley 1	Diameter : 10 in	Diameter : 8 in
	Poros 2	Diameter : 25,4 mm	Diameter : 20 mm
	Pulley 2	Diameter : 3 in	Diameter : 4 in
	Poros 2	Diameter : 25,4 mm	Diameter : 16 mm
DAMPING (Ns/m)	Tanpa Beban	768,15 Ns/m	595,035 Ns/m
	Beban Aki 0%	881,4 Ns/m	643,37 Ns/m
	Beban Aki 50%	997,8 Ns/m	662,015 Ns/m
	Beban Aki 100%	1022,5 Ns/m	701,99 Ns/m
FREKUENSI (Hz)	1.3 Hz	-	0,37 Watt
	1.4 Hz	0,3 Watt	-
	1.5 Hz	-	0,64 Watt
	1.7 Hz	0,58 Watt	2,14 Watt
	2.2 Hz	2,99 Watt	-

## 4.6 Performa HEMSA

### 4.6.1 Effisiensi

Dengan dilakukannya beberapa pengujian pada HEMSA yaitu pengujian eksitasi impuls dan periodik. Dapat dibandingkan performa dari masing-masing alat tersebut dengan menghitung efisiensi HEMSA dua selang *compression* satu *rebound* di setiap variasi pembebanan akumulator, dengan membandingkan *power output* terhadap *power input*. *Power output* ( $P_o$ ) merupakan energi bangkitan yang dihasilkan oleh HEMSA berupa energi listrik. *Power input* ( $P_i$ ) adalah energi yang timbul akibat dari gaya redaman dikalikan kecepatan relatif sistem suspensi.  $P_i = \int Fd \, dz$ , dimana  $Fd$  adalah gaya redaman, dan  $\dot{z}$  adalah kecepatan relatif antara *base exciter* dengan *sprung mass*.

Data yang didapatkan dari hasil pengujian dihitung kemudian dituangkan kedalam grafik. Berikut berturut-turut data hasil pengujian yang dihasilkan oleh HEMSA dua selang *compression* satu *rebound*:

Tabel 4.17 Effisiensi HEMSA saat beban aki 0%

$\zeta = 0,165$ accu 0% charged					
Frekuensi eksitasi (Hz)	Cd (Ns/m)	v (m/s)	P input (W)	P output (W)	Effisiensi (%)
1.3	643.37	0.16328	0.87	0.37	4.31
1.5	643.37	0.1884	1.16	0.61	5.61
1.7	643.37	0.21352	1.49	2.14	14.59

Tabel 4.18 Effisiensi HEMSA saat beban aki 50%

$\zeta = 0,170$ accu 50% charged					
Frekuensi eksitasi (Hz)	Cd (Ns/m)	v (m/s)	P input (W)	P output (W)	Effisiensi (%)
1.3	662.015	0.16328	0.90	0.37	4.19
1.5	662.015	0.1884	1.19	0.64	5.45
1.7	662.015	0.21352	1.53	2.14	14.18

Tabel 4.19 Effisiensi HEMSA saat beban aki 100%

$\zeta = 0,180$ <i>accu 100% charged</i>					
Frekuensi eksitasi (Hz)	Cd (Ns/m)	v (m/s)	P input (W)	P output (W)	Efisiensi (%)
1.3	701.99	0.16328	0.95	0.37	3.95
1.5	701.99	0.1884	1.26	0.64	5.14
1.7	701.99	0.21352	1.62	2.14	13.37

Untuk mendapatkan power input berikut contoh perhitungan, untuk akumulator 50% pada frekuensi eksitasi 1,5 Hz:

Diketahui:  $c = 662.015$  Ns/m  
 $f = 1,5$  Hz  
 $A = 2$  cm = 0,02 m

dari persamaan  $P_i = \int F d \, dz$ , bila diintegrralkan menjadi:

$$P_i = \int c \, z \, dz \quad \text{dimana } Fd = c \, z$$

$$P_i = c \int z \, dz$$

Maka, persamaan menjadi:

$$P_i = \frac{1}{2} c \, z^2 \quad \text{dimana } z = 2 A f \pi$$

$$P_i = \frac{1}{2} 662.015 (2 \times 0.02 \times 1,5)^2 3.14$$

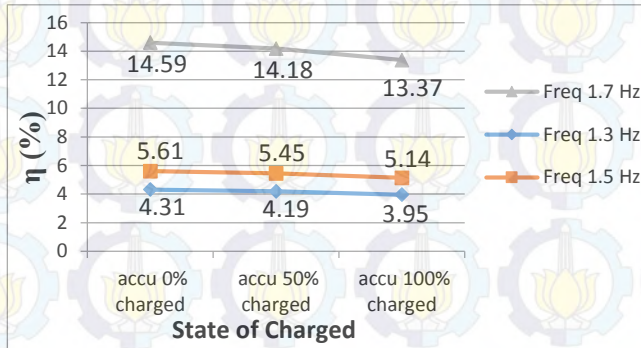
$$P_i = 1.19$$

Sehingga,  $\eta = \frac{P_o}{P_i} \times 100\%$

$$\eta = \frac{0.64}{1.19} \times 100\%$$

$$\eta = 5.45 \%$$

Di bawah ini merupakan grafik efisiensi daya HEMSA hasil perhitungan dari berbagai pembebanan akumulator dan frekuensi eksitasi:



Gambar 4.27 Grafik efisiensi performa HEMSA pembebanan akumulator

Dari gambar 4.27 dapat dilihat bahwa *trendline* efisiensi performa HEMSA dari setiap variasi pembebanan akumulator terjadi penurunan dengan bertambahnya kondisi pengisian akumulator di tiap-tiap frekuensi eksitasi yang diberikan. Dari grafik di atas menunjukkan bahwa *trendline* sesuai dengan teori, dimana semakin terisi akumulator maka efisiensi daya semakin menurun. Artinya *power input* yang semakin besar akibat nilai konstanta redaman yang meningkat tidak diikuti *power output* yang dihasilkan. Hal ini yang mengakibatkan penurunan efisiensi daya HEMSA.

#### 4.6.2 Transmisibility HEMSA

Dengan dilakukannya beberapa pengujian pada HEMSA yaitu pengujian eksitasi impuls dan periodik. Dapat kita bandingkan performa dari masing-masing alat tersebut dengan menggunakan grafik *force transmisibility* terhadap *ratio frekuensi*, data yang kita dapatkan dari hasil pengujian dituangkan kedalam



grafik. Berikut berturut-turut data hasil pengujian yang dihasilkan oleh HEMSA:

Tabel 4.20 Transmissibilitas HEMSA teoritis dan percobaan pada saat akumulator terisi 0%

aki 0%					
Frekuensi Eksitasi	$r$	$\omega$	$\omega_n$	$F_T/kY$ (teori)	$F_T/kY$ (prcbn)
1.3	0.91	8.17	8.97	2.50	0.56
1.5	1.05	9.43	8.97	3.23	1.49
1.7	1.19	10.69	8.97	2.66	0.08

Tabel 4.21 Transmissibilitas HEMSA teoritis dan percobaan pada saat akumulator terisi 50%

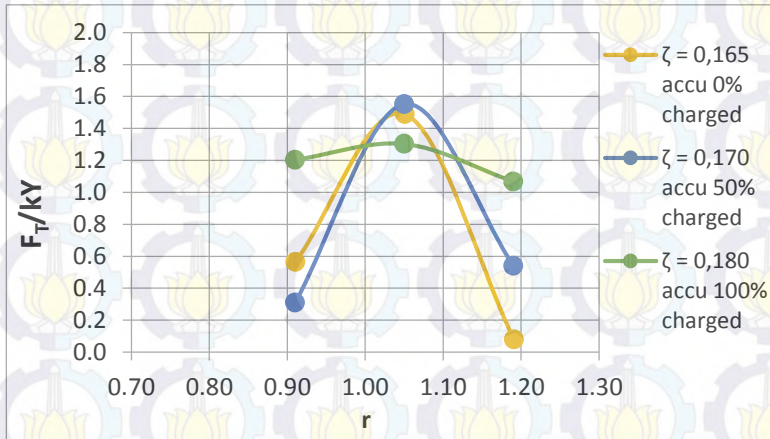
aki 50%					
Frekuensi Eksitasi	$r$	$\omega$	$\omega_n$	$F_T/kY$ (teori)	$F_T/kY$ prcbn
	0			0	
1.3	0.91	8.17	8.97	2.45	0.31
1.5	1.05	9.43	8.97	3.15	1.55
1.7	1.19	10.69	8.97	2.63	0.54

Tabel 4.22 Transmissibilitas HEMSA teoritis dan percobaan pada saat akumulator terisi 100%

aki 100%					
Frekuensi Eksitasi	$r$	$\omega$	$\omega_n$	$F_T/kY$ (teori)	$F_T/kY$ prcbn
1.3	0.91	8.17	8.97	2.36	1.20
1.5	1.05	9.43	8.97	3.01	1.30
1.7	1.19	10.69	8.97	2.58	1.07

Pengujian dilakukan untuk aki terisi 0%, 50% dan 100 % adalah untuk mengetahui bagaimana karakteristik dari HEMSA saat pembebanan aki terisi 0%, 50% dan 100%. Dengan

mengetahui karakteristik dari HEMSA maka dapat diketahui performa HEMSA saat digunakan serta mengetahui kinerja maksimum dan minimum dari HEMSA saat digunakan.



Gambar 4.28 Grafik *force transimibility* ( $F_T/kY$ ) vs *frequency ratio* ( $r$ )

Dari hasil grafik pada gambar di atas menunjukkan hubungan antara *force transmissibility* dengan *frequency ratio*. Proses perhitungan dilakukan dengan membandingkan RMS percepatan *sprung mass* dan *unsprung* yang terdapat pada tiap-tiap *damping ratio* percobaan. Apabila  $r = 1$  maka terjadilah resonansi, dimana resonansi adalah ikut bergetarnya suatu benda dikarenakan adanya benda lain yang bergetar, hal ini terjadi karena suatu benda bergetar pada frekuensi yang sama. *Trendline* pada  $\zeta = 0,165$  accu 0% charged mengalami penurunan saat  $r = 0,91$  dan  $r = 1,19$  dengan nilai  $F_T/kY$  yaitu 0,56 dan 0,08 kemudian saat  $r = 1,05$  nilai  $F_T/kY$  sebesar 1,45. Kenaikan terjadi pada *trendline*  $\zeta = 0,170$  accu 50% charged dimulai dari  $r = 0,91$  dan  $r = 1,05$  berturut-turut nilai  $F_T/kY$  sebesar 0,31 dan 1,55. Kemudian mengalami penurunan saat  $r = 1,19$  dengan nilai  $F_T/kY$  0,54. Pada  $\zeta = 0,180$  accu 100% charged *trendline* terjadi kenaikan kemudian penurunan. Kenaikan dimulai dari  $r = 0,91$  sampai dengan  $r = 1,05$  dengan nilai  $F_T/kY$

sebesar 1,2 ke 1,3. Kemudian, mengalami penurunan saat  $r = 1,19$  dengan nilai  $F_T/kY$  sebesar 1,07

Dari ketiga *trendline* diatas apabila kita bandingkan maka akan didapatkan bahwa pada saat aki terisi 0% dan 50% performa alat bekerja kurang baik karena tingginya *force transmissibility* saat perbedaan *frekuensi ratio*, sedangkan alat daot bekerja dengan performa baik saat aki terisi 100%. Dapat dilihat bahwa saat aki terisi 100% perbedaan *force transmissibility* tidak terlalu besar, sehingga alat dapat bekerja pada yang baik dibandingkan saat aki terisi 0% dan 50%.

Dari hasil *trendline* analisa grafik dapat disimpulkan bahwa, pada titik *frequency ratio* dengan *damping ratio* yang lebih besar menghasilkan nilai *force transmissibility* lebih besar. Kondisi pengisian akumulator mempengaruhi nilai *force transmissibility*, ini disebabkan nilai konstanta redaman yang meningkat maka nilai *damping ratio* pun meningkat. Mekanisme HEMSA mempunyai nilai konstanta redaman berbeda-beda, yang terdiri dari beberapa komponen yaitu *hydraulic*, *mechanic*, dan generator serta pengaruh kondisi terisinya akumulator sebagai pembebanan.





## BAB V PENUTUP

### 5.1 Kesimpulan

Dari hasil eksperimen pada *hydraulic electro mechanic shock absorber* yang telah dilakukan, dapat disimpulkan bahwa:

1. Variasi jumlah port mempengaruhi nilai konstanta redaman *viscous damping*. Pada saat *compression* nilai konstanta redaman lebih kecil dari pada saat *rebound*. Ini dikarenakan gaya yang ditransferkan pada saat *compression* lebih besar dari pada saat *rebound*. Artinya jumlah selang menjadi faktor yang dominan dalam penentuan nilai konstanta redaman *viscous damping*.
2. Nilai konstanta redaman HEMSA dua selang *compression* satu *rebound* tanpa pembebanan sebesar 595.035 Ns/m. Dengan nilai *compression* sebesar 489.3 Ns/m dan *rebound* sebesar 700.24 Ns/m. Ini berarti HEMSA dua selang *compression* satu *rebound* dapat dikatakan baik untuk meredam kejutan akibat eksitasi impuls dan periodik.
3. Variasi dari kondisi akumulator berpengaruh pada torsi *electric* yang terjadi pada generator. Semakin besar Arus (I) semakin besar pula nilai torsi. Sehingga ini berdampak pada konstanta redaman pada generator (*electric damping*). Artinya semakin terisi akumulator, nilai konstanta redaman generator (*electric damping*) semakin meningkat.
4. Nilai konstanta redaman HEMSA dua selang *compression* satu *rebound* pembebanan Akumulator. Pada saat akumulator terisi 0% sebesar 643.37 N.s/m, Pada saat akumulator terisi 50% sebesar 662.05 Ns/m, Pada saat akumulator terisi 100% sebesar 701.99. Artinya, semakin terisi akumulator nilai konstanta redaman semakin meningkat.

5. Pada pengujian impuls, nilai percepatan *peak* HEMSA pada saat akumulator terisi 0%, 50%, dan 100% berturut-turut sebesar:  $0.68 \text{ m/s}^2$ ,  $0.97 \text{ m/s}^2$ , dan  $0.62 \text{ m/s}^2$ .
6. Energi bangkitan HEMSA dua selang *compression* satu, ketika frekuensi 1.3Hz yaitu sebesar 0.37 Watt, ketika frekuensi 1.5 Hz ialah 0.64 Watt, dan ketika frekuensi 1,7 Hz sebesar 2.14 Watt. Dapat disimpulkan semakin besar frekuensi yang diberikan maka semakin besar pula energi yang dihasilkan oleh HEMSA.
7. Semakin terisi akumulator maka efisiensi daya semakin menurun. Disebabkan *power input* yang semakin besar akibat nilai konstanta redaman yang meningkat tidak diikuti *power output* yang dihasilkan. Hal ini yang berdampak pada penurunan efisiensi daya HEMSA.
8. Transmissibilitas HEMSA dari grafik  $F_T/kY$  vs  $r$ , hasil pengujian jauh dari perhitungan teoritis. Ini disebabkan mekanisme HEMSA mempunyai nilai konstanta redaman berbeda-beda, akibat dari beberapa komponen yaitu *hydraulic*, *mechanic*, dan generator serta pengaruh kondisi terisinya akumulator sebagai pembebanan.
9. Efisiensi terbesar terjadi pada saat HEMSA dua selang *compression* satu *rebound* menerima eksitasi periodik dengan frekuensi eksitasi 1,7 Hz dengan beban aki terisi 0% yaitu sebesar 14.59%
10. Pada pengujian HEMSA didapatkan energi yang besar tetapi kurang *continue*, hal ini disebabkan oleh putaran dari roda gigi dan pulley yang kurang *continue*.

## 5.2 Saran

Adapun saran-saran yang dapat diberikan sebagai acuan dalam penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut:

1. Untuk pengujian gaya redaman, seyogyanya melakukan pengadaan alat uji gaya redaman untuk mempermudah dan keakuratan data yang dihasilkan, atau dilakukan di tempat yang memiliki alat yang lebih akurat dan presisi

perusahaan seperti di PT Kayaba Indonesia atau PT Showa Mfg. Karena pengujian gaya redaman yang dilakukan pada penelitian ini memiliki tingkat error yang cukup tinggi, akibat pengukuran yang dilakukan secara manual.

2. Proses desain dan manufaktur alat harus disesuaikan dengan kebutuhan spesifikasi alat uji agar hasil yang diharapkan dalam penelitian dapat dilakukan pengujian sesuai perencanaan pengujian.
3. Perlu optimasi kinerja *Suspension test rig*. Terutama pada bagian linear guide untuk linear bearing, karena sering terjadi kerusakan bearing.
4. Perlu adanya sensor tambahan pada alat sensor *suspension test rig* untuk mengetahui Amplitudo pada massa *sprung* dan *base exciter (unsprung)*.
5. Melakukan perawatan pada alat-alat uji secara berkala dan material handling yang baik.
6. Alat uji *suspension test rig* sebaiknya dilakukan *service* dan perbaikan karena pada saat melakukan pengujian sudah tidak mampu untuk dilakukan dengan maksimal
7. Untuk pengembangan selanjutnya agar *output* energi dapat *continue* pada transmisi daya dapat ditambahkan dengan *flywheel* dan pada rangkaian elektroniknya dapat ditambah dengan rangkaian kapasitor.